

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÇARPIŞMA KUTUSU TASARIMINDA GEOMETRİ VE
MALZEMENİN DARBE SÖNÜM KABİLİYETİNE ETKİSİNİN
NÜMERİK ANALİZİ

ABİDİN TOKER

KOCAELİ 2023

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÇARPIŞMA KUTUSU TASARIMINDA GEOMETRİ VE
MALZEMENİN DARBE SÖNÜM KABİLİYETİNE ETKİSİNİN
NÜMERİK ANALİZİ

ABİDİN TOKER

Prof.Dr. Tamer SINMAZÇELİK
Danışman, Kocaeli Üniv.

.....

Doç. Dr. Alpay Tamer ERTÜRK
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

.....

Dr. Öğr. Üyesi Özkan ÖZBEK
Jüri Üyesi, Pamukkale Üniv.

.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 26.01.2023

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ

Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez/proje çalışmada,

- Bu tezin/projenin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu,
- Çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı,
- Bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi,
- Bu çalışmanın Kocaeli Üniversitesi'nin abone olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü'nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun olduğunu,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Tezin/Projenin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez/proje çalışması olarak sunmadığımı,

beyan ederim.

☐ Bu tez/proje çalışmasının herhangi bir aşaması hiçbir kurum/kuruluş tarafından maddi/alt yapı desteği ile desteklenmemiştir.

☒ Bu tez/proje çalışması kapsamında üretilen veri ve bilgiler Onatus Öngörü Teknolojileri'nden maddi/alt yapı desteği alınarak gerçekleştirilmiştir.

Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

Abidin TOKER

YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI

Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/projemin tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda belirtilen koşullarla kullanıma açma izninin Kocaeli Üniversitesi'ne verdiğimi beyan ederim. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak, tezimin/projemin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanımı bana ait olacaktır.

Tezin/projenin kendi özgün çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin/projenin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

Yükseköğretim kurulu tarafından yayınlanan **“Lisanüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge”** kapsamında tezim aşağıda belirtilen koşullar haricinde YÖK Ulusal Tez Merkezi/ Kocaeli Üniversitesi Kütüphaneleri Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

- ☐ Enstitü yönetim kurulu kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.
- ☐ Enstitü yönetim kurulu gerekçeli kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 6 ay ertelenmiştir.
- ☒ Tezim/projem ile ilgili gizlilik kararı verilmemiştir.

Abidin TOKER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Çalışmalarım sürecinde fikirlerinden yararlandığım danışman hocam Prof. Dr. Tamer SINMAZÇELİK'e, simülasyon çalışmalarında yardımlarını esirgemeyen Onatus Öngörü Teknolojileri Tic. A.Ş. Teknik Yöneticisi Yüksek Mühendis Mehmet Murat ERGELDİ'ye teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her döneminde destekçim olan annem Hicran TOKER'e, babam Muharrem TOKER'e ve kardeşim Günay Ceren TOKER'e teşekkür ederim.

Ocak – 2023

Abidin TOKER



İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ.....	i
YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
TABLOLAR DİZİNİ.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
2. TEZ ÇALIŞMASINDA KULLANILAN METOD VE YAZILIMLAR	3
2.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanımı ve Önemi	3
2.2. PAM-CRASH Çözücüsü Hakkında	5
2.3. JMatPro Hakkında	10
3. ENERJİ YUTUCU YAPILAR	11
3.1. Enerji Yutucular Hakkında Bazı Kavramlar	13
3.1.1. Sönümlenen Toplam Enerji	13
3.1.2. Özgül Enerji Emilimi	13
3.1.3. Ortalama Ezilme Kuvveti	14
3.1.4. Maksimum (Pik) Ezilme Kuvveti ve Ezilme Kuvveti Verimi	14
3.2. Enerji Yutucuların Çarpışma Performansını Etkileyen Parametreler.....	15
3.2.1. Metalik Malzemelerin Dinamik Davranışı	15
3.2.2. Çarpışma Durumu	16
3.2.2.1. Eksenel Çarpışma Durumu	17
3.2.2.2. Eğik Çarpışma Durumu.....	29
3.2.2.3. Yanal Çarpışma Durumu.....	31
3.2.2.4. Bükülme Çarpışma Durumu	36
3.2.3. Dolgu Malzemelerinin Çarpışma Davranışları.....	37
3.2.3.1. Köpük Malzemenin Dinamik Davranışı	37
4. TASARIM, MALZEME VE YÖNTEM	45
4.1. Geometriler, Sonlu Eleman Modelleri ve Simülasyon Şartları	45
4.2. Malzeme kartlarının oluşturulması.....	47
4.3. Çarpışma Simülasyonları ve Sonuçlar	48
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	72
KAYNAKLAR.....	74
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER.....	86
ÖZGEÇMİŞ.....	87

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Otomobil Çarpışma Güvenliği Terminolojisi	2
Şekil 2.1.	Örnek Bir Aracın Sonlu Eleman Modeli	5
Şekil 2.2.	Düğüm/Yüzey Kontak Gösterimi	8
Şekil 2.3.	Kontak Kalınlığı ve Penetrasyon Durumu	8
Şekil 2.4.	Kendi Kendine Kontak Gösterimi	9
Şekil 2.5.	Yüzey/Yüzey Kontak Gösterimi	9
Şekil 2.6.	JMatPro Arayüzü ve Hesaplanan Bazı Özellikler	10
Şekil 3.1.	Kuvvet- Yer Değiştirme Örneği	14
Şekil 3.2.	Farklı Yükleme Durumlarının Gösterimi	17
Şekil 3.3.	Otomobillerde İnce Cıdarlı Boruların En Yaygın Yükleme/Deformasyon Modları	17
Şekil 3.4.	Malzeme, Yükleme Durumu ve Kesit Geometri Karşılaştırması	18
Şekil 3.5.	Eksenel Yüklü Dairesel Tüplerin Çeşitli Deformasyon Modları: (a) Eksenel Simetrik Mod; (b) Simetrik Olmayan Mod ve (c) Karışık Deformasyon Modu	19
Şekil 3.6.	Yumuşak Çelik Numunelerde Mantarlaşıma Deformasyonu : Sırasıyla 385 m/s, 277 m/s, 173 m/s ve 0 m/s Hızlarda Deformasyon Durumları	19
Şekil 3.7.	Kare boruların eksenel ilerleyici deformasyon modları; (a) $b/t < 7,5$ olan tüplerde genişleme modu gelişir (b) yaklaşık $b/t > 40,8$ olan tüplerde uzama modu oluşur, (c) $7,5 \leq b/t \leq 40,8$ olan tüplerde asimetrik karışık mod oluşur, (d) kompakt olmayan kırma modu, çok ince boru $b/t \approx 100$ 'de gerçekleşir	20
Şekil 3.8.	Global Eğilme Deformasyon Modu, Kare Borularda (a), (b) Dairesel Borular- (c) Aşamalı katlanma ve küresel bükülme için tipik kuvvet-yer değiştirme tepkileri	21
Şekil 3.9.	Çok Hücreli Kare Tüpün Gösterimi	24
Şekil 3.10.	Çok Hücreli Sütunların Çeşitli Konfigürasyonları	25
Şekil 3.11.	(a) Dairesel Tüplerde (b) Kare Tüplerde Kalınlık Gradyan Modellerinin Temsili Şeması	26
Şekil 3.12.	İki Eksenli Deforme Olmuş (a) Kare, (b) Dairesel Borular	27
Şekil 3.13.	(a) Dıştan Mukavemetlendirilmiş Boru, (b) Yanal Oluklu Boru, (c) Oluklu Boru	28
Şekil 3.14.	5° Açılı Eğik Yüklemeye Tabi Tutulan Kare Alüminyum Borunun Deformasyon Modu	30
Şekil 3.15.	(a) Dairesel Borunun Yanal Yük Altında Olası Çökme Mekanizması [1]- (b) Yanal Sıkıştırmanın Farklı Aşamalarında Alüminyum Boruların Deforme Olmuş Profilleri	31
Şekil 3.16.	(a) Dikdörtgenin Yanal Yükleme Altında Plastik Deformasyonunun Teorik Modeli (b) Dikdörtgen Kesitli Alüminyum Boruların Yarı Statik Yükleme Altında Deformasyon Geçmişi	32
Şekil 3.17.	Dikdörtgen Bir Tüpün Hazırlama Prosedürü (a) İlk Dairesel Tüp- (b) Son Uzun Tüp	33
Şekil 3.18.	Yanal Yükleme Altındaki Üçgen Boru İçin Çökme Modelleri ve Plastik Mafsal Modeli	34

Şekil 3.19.	Yanal Yükleme Altındaki Çeşitli İç İç Tüp Sistemleri (a) Standart İç İç Tüpler (b) Optimize Edilmiş İç İç Tüpler (c) Tarafından Araştırılan İç İç Tüpler (d) Dış Kısıtlamalara Sahip İç İç Sistemler.....	35
Şekil 3.20.	Yanal Bükülme Altında İnce Duvarlı Borularının Deformasyon Modeli (a) Kare Boru- (b) Dairesel Boru.....	36
Şekil 3.21.	Tipik Köpük Dolgulu Tüpler A) Köpük Dolgulu Dairesel Tüpler (Al/Polistiren); -B) Köpük Dolgulu Konik Boru; -C) Köpük Dolgulu Dikdörtgen Boru.....	39
Şekil 3.22.	Köpük Dolgulu Yuvarlak Boruların Deformasyon Modları	40
Şekil 3.23.	Akordeon ve Elmas Deformasyon Modları, Üç Farklı Uzunlukta Köpük Dolu Tüpler ve Boş Tüpler	40
Şekil 3.24.	Eksenel Olarak Ezilmiş Köpük Dolgulu Dairesel Borularda Küresel Bükülme	41
Şekil 3.25.	Yanal ezilmiş köpük dolgulu tüpler; (a) poliüretan köpük dolgulu Yuvarlak boru- (b) poliüretan Köpük dolgulu altıgen boru- (c) sandviç tüp- (d) iç iç köpük dolgulu boru	42
Şekil 4.1.	Dairesel ve Altıgen Kesitli Enerji Yutucular	46
Şekil 4.2.	Kontak Tanımlamasına Ait Görsel.....	46
Şekil 4.3.	Enerji Yutucunun Sonlu Elemanlar Modeli ve Çarpışma Durumu Sınır Koşulları	47
Şekil 4.4.	Alüminyum Malzemeye Ait Gerilme-Gerinim Eğrisi Örneği	48
Şekil 4.5.	G1 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği.....	49
Şekil 4.6.	G1 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	49
Şekil 4.7.	G1 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği	50
Şekil 4.8.	G1 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	50
Şekil 4.9.	G2 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği.....	52
Şekil 4.10.	G2 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	52
Şekil 4.11.	G2 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği	53
Şekil 4.12.	G2 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	53
Şekil 4.13.	G3 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği.....	55
Şekil 4.14.	G3 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	55
Şekil 4.15.	G3 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği	56

Şekil 4.16.	G3 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	56
Şekil 4.17.	G4 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği.....	58
Şekil 4.18.	G4 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	58
Şekil 4.19.	G4 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği	59
Şekil 4.20.	G4 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	59
Şekil 4.21.	G5 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği.....	61
Şekil 4.22.	G5 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	61
Şekil 4.23.	G5 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği	62
Şekil 4.24.	G5 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	62
Şekil 4.25.	G6 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği.....	64
Şekil 4.26.	G6 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	64
Şekil 4.27.	G6 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği	65
Şekil 4.28.	G6 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği	65
Şekil 4.29	Sönümlenen Toplam Enerji Sonuçlarının Kıyaslanması	67
Şekil 4.30	Özgül Enerji Sönümleme Kapasitesi Sonuçlarının Kıyaslanması	67
Şekil 4.31	Ezilme Kuvveti Verimi Sonuçlarının Kıyaslanması	68
Şekil 4.32.	G1 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu	68
Şekil 4.33.	G2 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu	69
Şekil 4.34.	G3 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu	69
Şekil 4.35.	G4 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu	70
Şekil 4.36.	G5 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu	70

Şekil 4.37. G6 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu	71
---	----



TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 4.1.	Kullanılan Malzemelere Ait Özellikler	47
Tablo 4.2.	G1 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları	51
Tablo 4.3.	G2 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları	54
Tablo 4.4.	G3 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları	57
Tablo 4.5.	G4 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları	60
Tablo 4.6.	G5 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları	63
Tablo 4.7.	G6 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları	66

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

b	: Enerji yutucunun genişliği
D	: Enerji yutucunun çapı
E_m	: Özgül enerji emilimi
E_T	: Sönümlenen toplam enerji
F_{maks}	: Maksimum(pik) ezilme kuvveti
F_{ort}	: Ortalama ezilme kuvveti
GPa	: Gigapascal
kg	: Kilogram
kN	: Kilonewton
L	: Enerji yutucunun boyu
L_{cr}	: Enerji yutucunun kritik boyu
mm	: Milimetre
ms	: Milisaniye
m/s	: Metre/saniye
S_B	: Yer değiştirme başlangıcı
S_S	: Yer değiştirme sonu
t	: Enerji yutucunun et kalınlığı
ν	: Poisson Oranı
η	: Ezilme kuvveti verimi

Kısaltmalar

BP	: Bodner–Partom Malzeme Modeli
CAD	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAE	: Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Mühendislik)
CFE	: Crush Force Efficiency (Ezilme Kuvveti Verimliliği)
CFL	: Courant Friedrichs Lewy (Courant Zaman Adımı)
CALPD	: Calculation Of Phase Diagrams (Faz Diyagramlarının Hesaplanması)
CS	: Cowper-Symonds Malzeme Modeli
JC	: Johnson-Cook Malzeme Modeli
KH	: Khan–Huang Malzeme Modeli
SEA	: Specific Energy Absorption (Özgül Enerji Emilimi)
ZA	: Zerilli–Armstrong Malzeme Modeli

ÇARPIŞMA KUTUSU TASARIMINDA GEOMETRİ VE MALZEMENİN DARBE SÖNÜM KABİLİYETİNE ETKİSİNİN NÜMERİK ANALİZİ

ÖZET

Modern topluluklarda gelişmiş ulaşım talebi her geçen gün artıyor. Bu durum, yollardaki araç sayısının sürekli artmasına neden olmuştur. Trafik kazaları sonrasında canlıların ölüm ve sakat kalma oranları tüm dünyada oldukça yüksektir. Başta otomobiller olmak üzere çeşitli ulaşım araçlarında, trenler, hafif raylı taşıtlar gibi pek çok araçta kullanılan enerji yutucular canlı hayatı ve sağlığını kaza esnasında oluşabilecek kötü durumlardan koruyan önemli etmenlerden biridir. Artan müşteri talebi ve hükümet düzenlemeleri ile yolcu ölümlerini ve yaralanmalarını azaltmak için yapısal çarpışma dayanıklılığının iyileştirilmesine son zamanlarda daha fazla dikkat çekildi.

Son yıllarda, enerji yutucuların çarpışma performansını arttırmak için birçok çalışma yürütülmektedir. Bu çalışmalarda, enerji yutucuların temel olarak, çarpışma sırasında taşıtta oluşacak kuvvet ve ortaya çıkan enerjiyi olabildiğince sönmüleyebilmesi ve bu sayede taşıt içerisinde bulunan canlılara gelebilecek zararların en aza indirilmesi hedeflenmektedir.

Enerji yutucuların tasarımı yapılırken dikkat edilen konu bir çarpışma durumu sırasında kinetik enerjinin çoğunu öngörülebilir ve kontrol edilebilir bir şekilde diğer enerji biçimlerine dönüştürerek yolcuları koruyabilmesidir. Bununla birlikte sönmülenen toplam enerji miktarlarının fazla olması, oluşan kuvvetlerin düşük ve ortalama çarpma kuvvetine yakın olmasıdır şeklindedir.

Tez çalışması kapsamında literatür araştırılması sonucunda belirlenmiş olan altı farklı geometrik modelin üç farklı malzeme ve dört farklı et kalınlığı kullanılarak sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca bu simülasyon koşullarının her biri için geometrik modelin alüminyum köpük dolgusu doldurularak enerji sönmüle kabiliyetleri incelenmiştir. Tasarım aşamasında Catia-V5 yazılımı, sonlu elemanlar modeli, simülasyon sınır koşullarının tanımlanması ve elde edilen sonuçların incelenmesi için Visual Mesh, Visual Performance Solution ve Visual Viewer yazılımları kullanılmıştır. Çarpışma simülasyonuna uygun malzeme verilerinin elde edilmesi için JMatPro yazılımı kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Enerji Yutucu, JMatPro, PAM-CRASH Çözücüsü, Sonlu Elemanlar Analizi.

NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF GEOMETRY AND MATERIAL ON IMPACT DAMPING CAPABILITY IN CRASH BOX DESIGN

ABSTRACT

The demand for advanced transportation in modern communities is increasing day by day. This has led to a steady increase in the number of vehicles on the roads. After traffic accidents, the death and disability rates of living things are quite high all over the world. Energy absorbers used in various transportation vehicles, especially automobiles, such as trains and light rail vehicles, are one of the most important factors that protect the living life and health from bad situations that may occur during an accident. With increasing customer demand and government regulations, more attention has recently been drawn to improving structural collision resilience to reduce passenger deaths and injuries.

In recent years, many studies have been carried out to increase the collision performance of energy absorbers. In these studies, it is aimed that energy absorbers can basically absorb the force and energy that will occur in the vehicle during the collision as much as possible, thus minimizing the damage to the living beings in the vehicle.

When designing energy absorbers, it is noted that they can protect passengers by converting most of the kinetic energy into other forms of energy in a predictable and controllable way during a collision. However, the high amount of total energy absorbed is that the resulting forces are low and close to the average impact force.

Finite element analysis was performed by using three different materials and four different wall thicknesses of six different geometric models determined as a result of literature research within the scope of the thesis study. In addition, for each of these simulation conditions, the capabilities of the geometric model with energy absorption were examined by filling aluminum foam filling. In the design phase, Catia-V5 software were used. Visual Mesh, Visual Performance Solution and Visual Viewer software were used to define finite element model, the simulation boundary conditions and to examine the results obtained. JMatPro software was used to obtain material data suitable for collision simulation.

Keywords: Energy Absorber, JMatPro, PAM-CRASH Solver, Finite Element Analysis.

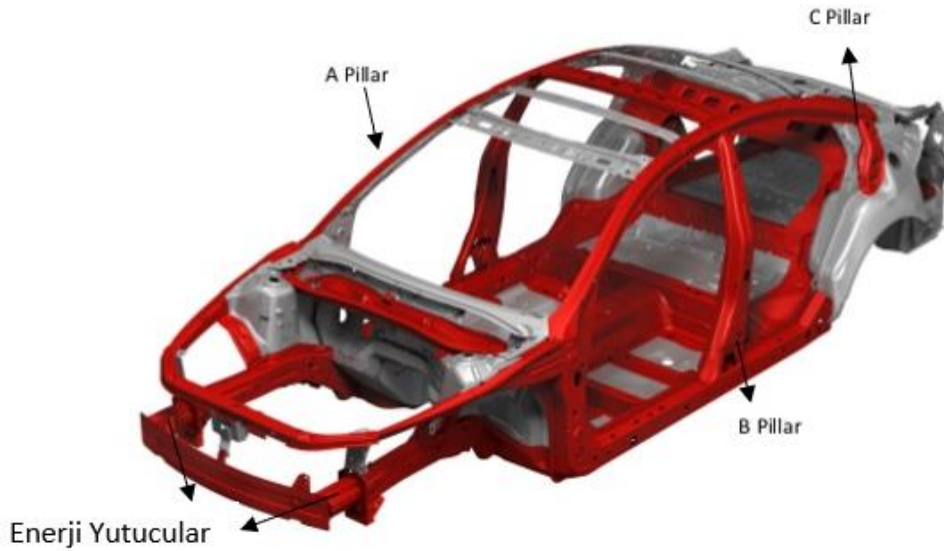
1. GİRİŞ

Modern toplumda gelişmiş ulaşım talebi her geçen gün artıyor. Bu durum, yollardaki araç sayısının sürekli artmasına neden olmuştur. Kaçınılmaz olarak, araç kazaları da artmış ve dünya çapında önemli bir sağlık sorunu haline gelmiştir. Artan müşteri talebi ve hükümet düzenlemeleri ile yolcu ölümlerini ve yaralanmalarını azaltmak için yapısal çarpışma dayanıklılığının iyileştirilmesine son zamanlarda daha fazla dikkat çekildi. Daha iyi güvenlik koşulları için, araçların yapıları, bir çarpışma durumu sırasında kinetik enerjinin çoğunu öngörülebilir ve kontrol edilebilir bir şekilde diğer enerji biçimlerine dönüştürerek yolcuları koruyabilmelidir. Bir yapının ciddi bir çarpışmanın gücünü yönetme, absorbe etme ve yolcuların ölüm ve yaralanma riskini azaltma kabiliyeti, çarpışmaya dayanıklılık olarak bilinir. Böylece kazaya dayanıklı tasarım, uçak ve araç gibi yolcu taşıyan araçların ana güvenlik kriteri haline geldi. Kinetik enerjiyi emmek ve bir yapının çarpışmaya dayanıklılık davranışını iyileştirmek için yaygın olarak kullanılan en popüler katlanabilir enerji soğurucu formu, ince duvarlı bileşenlerdir. İnce duvarlı bileşenlerin enerji soğurucu yapıları olarak yaygın kullanımı, dinamik yükleme altında üstün performans, uygun maliyet, yüksek verimlilik, üretim ve kurulum kolaylığı, yakıt tüketimi ve çevresel sürdürülebilirlik konusundaki artan endişe gibi birçok önemli faktörden kaynaklanmaktadır.

Darbe enerjisini emmek için ince duvarlı boruların yaygın bir uygulaması, bir aracın ön şasi raylarıdır. Bu tür tüpler, darbe enerjisini ve araca iletilen yükleri azaltmak için kalıcı deforme olur. Ayrıca bu tüpler, araç yapısının diğer bileşenlerine göre daha kolay deforme olarak "fedakâr" davranarak onarım maliyetlerini düşürdüğü ve yolcu bölmesinin bütünlüğünü koruduğu tespit edilmiştir (Baroutaji ve diğ., 2017; Gao ve diğ., 2016). Örnek bir ince duvarlı yapı Şekil 1.1’de gösterilmiştir.

İnce duvarlı enerji emicilerin kullanıldığı diğer alanlar, uçak alt zemin yapıları, arabaların ve trenlerin ön yapıları (Marsolek ve Reimerdes, 2004), hafriyat makineleri ve traktörler gibi tarım ve inşaatlarda kullanılan ağır ekipmanların devrilmeye karşı koruyucu yapıları dahil olmak üzere birçok uygulamada kullanılmıştır (Ahmad ve Thambiratnam, 2009; Baroutaji ve diğ., 2017).

Tez çalışması kapsamında literatürde sıklıkla karşılaştırılan enerji yutucu geometrileri ve malzemeleri belirlenmiştir. Belirlenen geometrilerin farklı versiyonlarının tasarımı Catia – V5 yazılımı ile yapılmıştır. Tasarım aşaması tamamlanan geometriler Visual Mesh yazılımına aktararak uygun sonlu eleman modelleri oluşturulmuştur. Kullanılacak olan malzemelere ait kompozisyon bilgisi, tane boyutu ve uygulanan ısı işlem koşulları JMatPro yazılımına aktarılmış ve farklı gerinim hızlarında malzemelere ait gerilme - gerinim eğrileri hesaplanmıştır. Elde edilen gerilme – gerinim eğrileri ve sonlu eleman modelleri hazırlanan geometriler Visual Performance Solution yazılımına aktararak istenilen sınır koşulları tanımlanmıştır. Hazırlanan simülasyonlar PAM-CRASH çözücüsü ile analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar sönmölen toplam enerji, özgül enerji emilimi, ortalama ezilme kuvveti, maksimum ezilme kuvveti, ezilme kuvveti verimi gibi farklı başlıklarda kıyaslanmıştır.



Şekil 1.1. Otomobil Çarpışma Güvenliği Terminolojisi (Jones, 2011)

2. TEZ ÇALIŞMASINDA KULLANILAN METOD VE YAZILIMLAR

2.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanımı ve Önemi

Otomotiv güvenliği, 1889 yılında bir motorlu araçta ilk ölüm olayının meydana gelmesinden bu yana incelenmiştir (Jones, 2011). Yolcu güvenliği, kara ulaşım araçlarının tüm performans kriterleri ve özellikleri arasında giderek artmakta ve müşteriler için önemli bir karar kriteri haline gelmektedir. Günümüzde ulaşım güvenliği çalışmaları, çarpışma dayanıklılığı, kazalardan kaçınma, sürücü performansı ve daha güvenli otoyollar inşa etmeye odaklanmaktadır. "Çarpışmaya dayanıklılık" terimi, makul yavaşlama yükleri içeren çarpışmalar sırasında aracın plastik olarak deforme olma ve yine de yolcuları için yeterli bir hayatta kalma alanı sağlama konusundaki yapısal yeteneğinin ölçüsünü sağlayan bir anlama sahiptir. Emniyet kemerleri ve yolcu ambalajı gibi kısıtlama sistemleri, ciddi yaralanmaları ve ölümleri azaltmak için yardımcı faktörler olabilir. Çarpışmaya dayanıklılık değerlendirmesi hem çeşitli testler hem de analitik yöntemlerle gerçekleştirmiştir (Bathe, 1996; Yıldızçelik, 2007).

Otomotiv tarihinin ilk aşamalarında, araç gövdeleri, çarpma dayanıklılığı açısından yalnızca araç deformasyonlarını kısıtlayıcı bir şekilde önleyebilen ahşaptan imal edilmişti. Yıllar geçtikçe, gövde yapıları, plastik deformasyonlarla kinetik enerjinin bir kısmını emmek için aşamalı ezilme bölgeleri elde etmek üzere tasarlanmış. Günümüzde araç gövdeleri damgalı çelik panellerden yapılmaktadır. Tasarımcılar, araç gövde yapısını oluştururken, yolcu bölmesinin bütünlüğünün korunmasına ve çarpışma yavaşlama nabzının insan toleransı sınırının altında kalmasına özen gösterirler. Bu nedenle, çarpışmaya dayanıklılığın amacı şu şekildedir: Kontrollü araç plastik deformasyonları ile çarpışma enerjisinin bir kısmını absorbe edebilen ve aynı zamanda emniyet sistemleri kullanılarak araçta bulunanlara aktarılan çarpışma yüklerini en aza indirebilen optimize edilmiş bir araç yapısı (Bathe, 1996; Yıldızçelik, 2007).

Otomotiv tarihinin başlangıcında, yapısal tasarım kapsamlı testler ve deneyimlerle yapılabilmisti. Malzemelerin mukavemetini hesaplamak için mevcut analitik araçlar nadirdi ve mühendisler, bir araç prototipi yapıp test edilene kadar genel çarpışma dayanıklılığını tahmin edilememiştir. Son yıllarda güvenlik düzenlemeleri, yakıt ekonomisi, düşük üretim maliyeti ve tasarım çevrim süresindeki azalma gibi gereklilikler,

basit malzeme hesaplamalarından daha etkili ve kullanışlı olan çarpışma dayanıklılığı değerlendirmeleri için matematiksel araçların geliştirilmesine ivme kazandırmıştır (Bathe, 1996; Yıldızçelik, 2007).

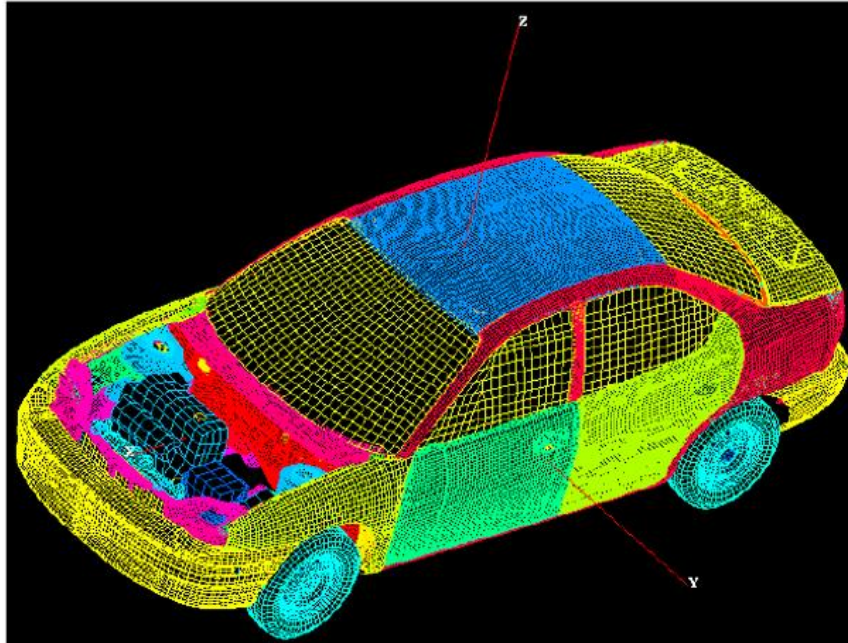
Bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler ve sonlu elemanlar tekniklerinin çarpışma simülasyonundaki başarısı ile araç üreticisi firmaların çoğunda yeni araç geliştirme yaklaşımı Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE) öncülüğünde bir süreç haline gelmiştir. CAE, Onay Prototipi (CP) tasarımına yön vermek ve önden çarpma, yandan çarpma, arkadan çarpma, çatı kırma ve içten kafa çarpma gereksinimlerini karşılamak üzere prototip geliştirmeye rehberlik etmek için etkili bir şekilde kullanılır. Artan düzenleyici gereksinimlerle bile, güvenlik gelişimi için gereken çarpışma prototiplerinin sayısı giderek azalıyor. Önceki CAE değerlendirmesiyle, prototip testleri her seferinde daha başarılı hale gelmiştir. Bileşen ve testlerin sayısı hızla azalmıştır (Bathe, 1996; Yıldızçelik, 2007).

CAE'nin otomotiv endüstrisinde kullanımı gün geçtikçe daha popüler hale gelmekte ve CAE, tasarım camiasının prototip test maliyeti ve zamanlamasına kıyasla birçok alternatifi aynı anda denemesine olanak sağlamıştır. CAE kullanımı, daha iyi tasarlanmış ve daha düşük maliyetli ürün geliştirme ile sonuçlanmıştır (Bathe, 1996; Yıldızçelik, 2007).

Güvenlik CAE'si, ürün geliştirme aşamalarında entegre tasarım yönergeleri sağlamak için ürün geliştirme sürecinde önemli ve aynı zamanda çok kritik bir role sahiptir. CAE, tüm yeni araçların yerel ve gerekli küresel güvenlik gereksinimlerini karşılamasını sağlar. Hesaplamalı mekanik ve süper bilgisayarlar da en yüksek teknoloji ve teknikler kullanılarak, milyonlarca öge ve serbestlik derecesine sahip ayrıntılı sonlu eleman modellerine kadar araç yapılarının çarpmaya dayanıklılık simülasyonlarında elde edilen muazzam ilerlemeye rağmen, nihai çarpışmaya dayanıklılık değerlendirmesi hala laboratuvar testlerine bağlıdır. Bu araç sertifikasyonunda da geçerlidir (Bathe, 1996; Seyedi ve diğ., 2004).

2.2. PAM-CRASH Çözücüsü Hakkında

PAM-CRASH çözücüsü, mekanik yapısal testlerin, statik- dinamik analiz ve çarpışma testleri gibi, sayısal simülasyonlar yoluyla, ulaşım endüstrisinde çarpışmaya dayanıklılık amacıyla tasarlanmış bir endüstriyel yazılımdır. PAM-CRASH, otomotiv, demiryolu ve havacılık sektörlerindeki tam ölçekli deneylerin ayrıntılı simülasyonu yoluyla dünya çapında endüstri tarafından kapsamlı bir şekilde doğrulanmıştır. PAM-CRASH tahmine dayalı test simülasyonları, nihai tasarım tamamlanmadan önce test edilecek fiziksel prototip sayısını büyük ölçüde azaltarak, daha iyi araç tasarımlarına ve daha kısa, daha ucuz tasarım döngülerine dönüşür. PAM-CRASH, açık sonlu elemanlar yöntemini kullanan gelişmiş sayısal tekniklere dayanmaktadır. Çarpma testleri veya diğer koşullar gibi isteğe bağlı statik ve dinamik yükleme koşulları altında karmaşık endüstriyel yapıların gerekli ayrıntılarını modelleme olanağı sağlar. Eleman kitaplığı, katıları (solids), kabukları (shells), kirişleri (beams), çubukları (bars) ve eklemleri (joints) (esnek, kardan veya küresel) içerir. Perçinler, nokta kaynakları ve boşluklar için özel modeller mevcuttur. PAM-CRASH, köpük modeller, özel ve yeni temas (kontak) algroritması seçenekleri gibi birçok önemli iyileştirme sunar (Witteman, 1999).



Şekil 2.1. Örnek Bir Aracın Sonlu Eleman Modeli (Henty, 2003)

Açık çözümler zamana bağlı çözüm gerçekleştirirler. Düğüm noktalarındaki ivmeler doğrudan hesaplandığı için yineleme gerekmez. Kinematik koşulları küçük bir zaman artışından alır ve bir sonraki aşamada bu koşulları hesaplamak için kullanır. Bu nedenle, söz konusu artışın sonundaki durum, yalnızca aynı artışın başlangıcındaki yer değiştirmelere, hızlara ve ivmelere dayanmaktadır. Daha önce olanlar ile alakasızdır ve yakınsama bir sorun değildir. Her bir düğümün ivmesi tam olarak kütlesi ve ona etki eden kuvvet tarafından belirlenir. Bununla birlikte, bu yöntemin bir maliyet dezavantajı vardır ve bu, analizi çok küçük parçalara veya artışlara bölme ihtiyacıdır. 'Merkezi fark kuralı', ivmenin sabit olduğunu varsayarak hızdaki değişimi hesaplar. Hızdaki bu değişim, bir önceki artışın $(n-1/2)$ ortasından bilinen hıza eklendiği ve daha sonra yer değiştirmeyi sağlamak için zamana entegre edildiği için $(n+1)$ 'de, hızlanmanın neredeyse sabit olduğu küçük artışları kullanır. Sözde maksimum kararlı zaman artışı, Courant zaman adımı (CFL numarası) ile tanımlanır. Bu, bir ses dalgasının bir element boyunca hareket etmesi için geçen süredir ve elementin boyutu, malzeme sertliği ve malzeme yoğunluğu ile tanımlanır. Çelik malzeme özelliklerini kullanan tipik bir sonlu elemanlar modelinde, bu 10^{-6} saniyelik bir sırada olabilir. Bu nedenle, bir saniyenin kesirlerini yakalayan bir analiz bile yüz binlerce artıma bölünecektir. Başka bir örnek ile açık çözümler zaman adımı artışlarıyla çalışır, yani yer değiştirmeler zaman ilerledikçe hesaplanır. Bir çarpışma analizini düşündüğümüzde; zaman adımı 1'de ($t=0$ ms), herhangi bir etki henüz oluşmadığından deformasyon yoktur. Zaman geçtikçe deformasyon giderek değişecektir. Zaman adımı 2'de $t=5$ ms olduğunu varsayalım. Açık çözümler algoritma $t=5$ ms olduğunda alan değişkenlerinin değerlerini hesaplayacaktır. Çözümün ilerlemesi bu şekilde yapılmaktadır (Witteman, 1999).

Bir CAD modelin Visual Mesh içerisine aktarılıp uygun sonlu eleman modeli oluşturulduktan sonra veriler, PAM-CRASH çözümlerinin ön işlemcisi olan Visual Performance Solution yazılımına aktarılır. Şekil 2.1'de örnek bir sonlu elemanlar modeli gösterilmiştir. Bu aşamada tüm fiziksel veriler eklenir ve çözümler tarafından okunur. Genel olarak aşağıdaki temel işlemler okunur (Witteman, 1999):

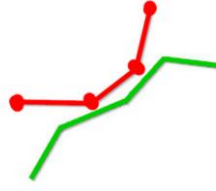
- Kontrol kartları
- Malzeme verileri
- Düğüm noktası verileri

- Eleman verileri
- Sınır koşulu verileri
- Düğüm ve eleman çıktı verileri
- Yük eğrisi verileri
- Konsantre yük verileri
- Hız sınır koşulu verileri
- Rijit duvar verileri
- İlk hız verileri
- Kayan arayüz verileri
- Kesit kuvveti verileri
- Hava yastığı verileri

Çarpışma testi simülasyonlarındaki en önemli ve karmaşık işlev, temas (kontak) algoritmasıdır. Bu, belirli gövdeler arasındaki etkileri işlerken çözücünün hangi temas algoritmasını kullandığını tanımlayarak elde edilir. PAM-CRASH çözücüsündeki çoğu temas türü, burada kısaca açıklanan ceza yöntemine dayalı bir algoritma kullanır (Henty, 2003).

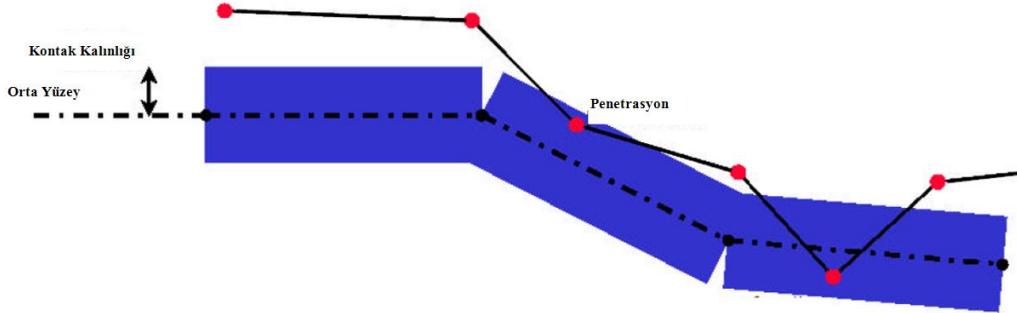
Çarpışma simülasyonlarında kullanılan kontakların çoğu, düğümler/yüzey teması algoritmasını kullanır (PAM-CRASH tip 34). Bu temas algoritması, bir ana yüzeyin, bağımlı düğümlerin, bir temas kalınlığının, bir ceza katsayısının ve bir temas arama hızlandırıcısının tanımını gerektirir. Bunlar, ceza yöntemi tartışılmadan önce tanımlanacaktır (Henty, 2003).

Düğümler/yüzey temas algoritmasındaki bir ana yüzey, bir grup düğümün etkileyeceği yüzeydir. Genellikle daha büyük nesne olarak tanımlanır ve genel olarak bağımlı düğümlerden oluşan yüzeyden daha kaba bir ağıdır. Köle düğümler, ana yüzeye nüfuz edemeyen düğümlerdir. Herhangi bir temas arabirimi tanımlamasından önce hem ana yüzey hem de bağımlı düğümler Visual Performance Solution içerisinde tanımlanmalıdır. Bir düğüm/yüzey temasındaki ana yüzey ve bağımlı düğümlerin bir gösterimi Şekil 2.2'de gösterilmektedir (Henty, 2003).



Şekil 2.2. Düğüm/Yüzey Kontak Gösterimi (Henty, 2003)

Kontak kalınlığı, Visual Performance Solution içerisinde "Kontak Arayüzü" tanımında kullanıcı tarafından girilen sabit bir değerdir. Temas kalınlığı, temasın ilk başladığı tanımlı ana yüzeyden olan mesafedir. Bu değer her iki yüzeyin malzeme kalınlığından büyük olmalıdır. Bir düğüm bir yüzeyin temas kalınlığı içindeyse buna penetrasyon denir. Bir düğüm bir yüzeyden geçmişse ve karşı taraftaysa, yüzeyi deldiği kabulü yapılır. Bir penetrasyon ve bir perforasyon Şekil 2.3'te gösterilmiştir. Nüfuz eden bir bağımlı düğüm ve düğümün temas kuracağı ana yüzeydeki öğeye temas çifti denir (Henty, 2003).



Şekil 2.3. Kontak Kalınlığı ve Penetrasyon Durumu (Henty, 2003)

PAM-CRASH çözücüsü, ana yüzeye temas edebilecek herhangi bir düğümü bulmak için biri genel diğeri yerel olmak üzere iki arama yürütür. Genel arama, bir temas yüzeyini daha küçük alanlara veya olası geçişler için ayrı ayrı kontrol edilen "kovalara" böler. İkinci arama, penetrasyonun kapsamını ve yönünü belirleyen, ardından genel aramada tanımlanan her temas çiftindeki bağımlı düğüme bir temas kuvveti hesaplayan ve uygulayan yerel bir aramadır (Henty, 2003).

Ceza katsayısı, her kontak arayüzü tanımında kullanıcı tarafından girilen 0 ile 1 arasında sabit bir değerdir. Bu araştırmada kullanılan düğümler/yüzey tanımında, bir temas sertliği

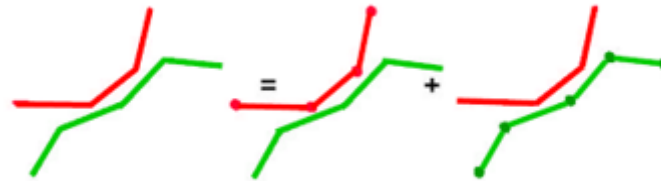
ve penetrasyon derinliği kullanarak reaksiyon kuvvetini belirleyen doğrusal bir ceza yöntemi uygulanır. Temas sertliği, kullanıcı tanımlı ceza katsayısının, kütlelerin tek boyutlu bir sistem modeli ve bir yay kullanılarak hesaplanan uygun bir sertlik değeri ile çarpımıdır. Bu sistem, simülasyon boyunca sabit bir temas sertliği sağlamak için simülasyonun sıfır zamanındaki kararlı zaman adımını hesaba katar (Henty, 2003).

Çarpışma simülasyonlarında kullanılan ikinci bir temas tanımı, bir cismin kendisiyle teması veya kendi kendine temasıdır (PAM-CRASH tip 36). Aşağıdaki Şekil 2.4, kendi kendine temas tanımını göstermektedir. Bu tanım, yalnızca bir yüzey tanımının gerekli olması ve yukarıda açıklanan düğümler/yüzey temasına benzer bir arama ve hesaplama yöntemi kullanır. Bu temas, tanımlanan yüzeydeki hiçbir düğümün, kendi kendine temas tanımı içindeki aynı yüzeyin veya başka bir yüzeyin herhangi bir kısmına nüfuz edemeyeceğini belirtir. Bu kişi için yukarıda açıklanan genel ve yerel aramalara eşdeğer aramalar kullanılır (Henty, 2003).



Şekil 2.4. Kendi Kendine Kontak Gösterimi (Henty, 2003)

Çarpışma simülasyonlarında, iki temas algoritması kullanıldı. Birincisi, yüzey/yüzey temas tanımı (PAM-CRASH tip 33), yukarıda açıklanan düğümler/yüzey tanımına çok benzer. Kullanıcı, daha önce olduğu gibi bir ana yüzeyi tanımlar, ancak bağımlı, bir grup düğüm yerine bir yüzeydir. Bu temas, birbirine nüfuz etmeyecek iki yüzey arasındadır. Bu temas için iki parçalı bir yöntem kullanılır ve Şekil 2.5’de gösterilmektedir. Küresel ve yerel aramalar iki kez tamamlanır, önce bağımlı yüzey bir düğüm grubu olarak ele alınır ve ardından ana yüzey bir düğüm grubu olarak ele alınır (Henty, 2003).

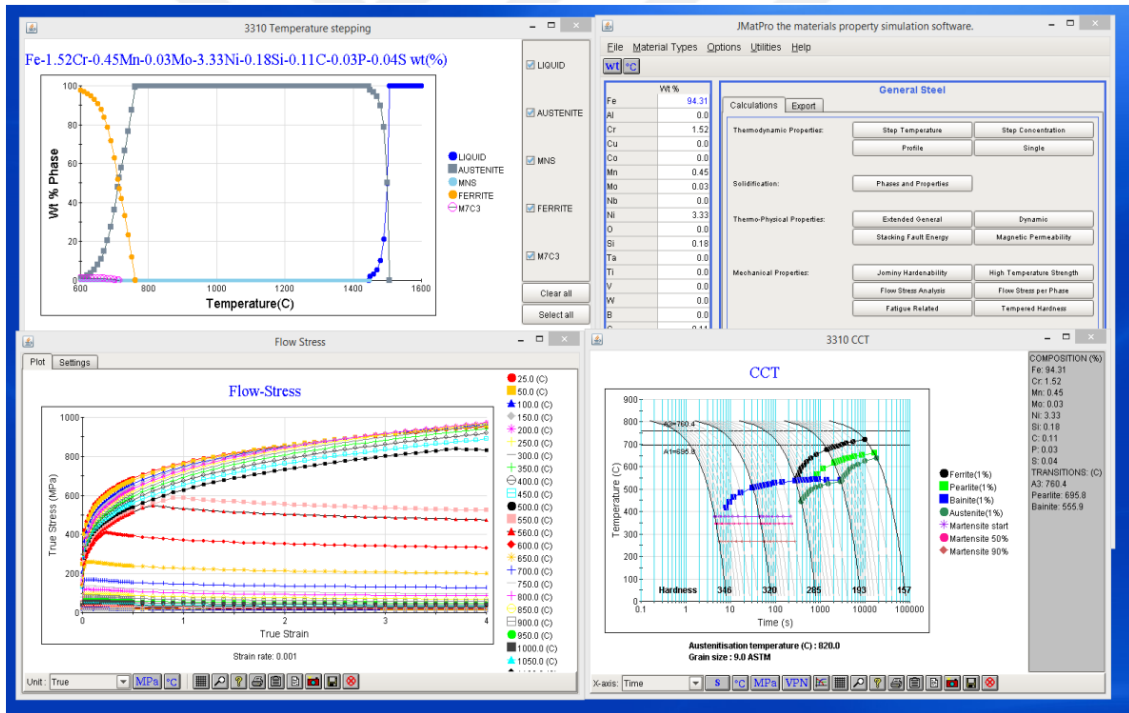


Şekil 2.5. Yüzey/Yüzey Kontak Gösterimi (Henty, 2003)

2.3. JMatPro Hakkında

JMatPro, ağırlıklı olarak endüstriyel uygulamada kullanılan çok bileşenli alaşımlara odaklanan, alaşımların çok çeşitli malzeme özelliklerini hesaplayan bir simülasyon yazılımıdır. JMatPro yazılımı malzemenin kimyasal kompozisyonundan yola çıkarak CALPHAD Metodu kullanan bir yazılımdır.

CALPHAD Metodu kullanılarak malzemelerin; kimyasal kompozisyon göz önüne alınarak oluşabilecek fazlar, oluşan fazlar ile birlikte malzemenin mekanik özelliklerinin simülasyonu gibi hesaplamalar gerçekleştirebilmektedir. Buna bağlı olarak malzemelerin sıcaklığa bağlı olarak termofiziksel, termokimyasal ve termomekanik özelliklerinde hesaplamalarını gerçekleştirebilmektedir Jmatpro ile yapılabilen hesaplama örnekleri Şekil 2.6’da gösterilmiştir.



Şekil 2.6. JMatPro Arayüzü ve Hesaplanan Bazı Özellikler

3. ENERJİ YUTUCU YAPILAR

En çok kullanılan enerji yutucu modellerinden biri de ince duvarlı yapılardır. İnce duvarlı bileşenlerin enerji emme kapasitesini etkileyen başlıca faktörler malzeme, yapısal geometri ve yükleme modudur. İnce duvarlı enerji emiciyi üretmek için en çok kullanılan malzemeler, alüminyum alaşımı ve yumuşak çelik gibi metalik malzemeler ve elyaf takviyeli kompozitlerdir. Metalik ve kompozit yapıların enerji yayma mekanizmaları oldukça farklıdır. Kompozit malzemelerden yapılan yapılar normalde gevrekler ve delaminasyon, fiber kırılması ve matris çatlaması gibi farklı birleşik kırılma mekanizmaları yoluyla enerjiyi yayar (Mamalis ve diğ., 1997), oysa metalik yapıların süneklik davranışı, ilerleyen plastik deformasyon yoluyla enerjiyi dağıtmalarına izin verir.

Kompozit malzemeler, yüksek özgül mukavemetleri, yüksek özgül sertlikleri ve mükemmel enerji absorpsiyon performansları nedeniyle çarpışmaya dayanıklılık uygulamalarında artan bir popülerlik kazanmıştır.

Kompozit yapılar, yumuşak çelik ve alüminyum gibi metalik yapılara göre birim kütle (SEA) başına daha fazla enerji emer (Ramakrishna ve Hamada, 1998). Ancak kompozit malzemenin anizotropik özelliklerinden dolayı kompozit enerji soğurucuların tasarımı ve analizi zordur (Shin ve diğ., 2002). Ayrıca, kullanılan kompozit malzemelerin geri dönüştürülmesi çok zor olduğu için kompozit yapılar çevresel bir etkiye sahiptir (Shin ve diğ., 2002). Ek olarak, kompozit malzemelerin üretim maliyeti, metalik yapılara göre nispeten daha yüksektir ve bu, havacılık yapıları ve yarış arabaları gibi belirli alanlarda uygulamalarını sınırlamıştır. Birçok araştırmacı, kompozit sarıli ince duvarlı metal borular veya harici olarak bağlanmış liflerle güçlendirilmiş borular gibi daha fazla miktarda enerjiyi emmek için her iki malzeme türünü, yani metalik ve kompozitleri içeren hibrit yapılar da kullanmıştır (Ahmad ve diğ., 2015; Hussein ve diğ., 2017; Shin ve diğ., 2002). Hibrit yapılar, her bir malzemenin arzu edilen özelliklerini, kompozitlerin yüksek mukavemet/ağırlık oranını ve metallerin sünekliği ve kararlı plastik deformasyon modunu birleştirir (Bambach ve diğ., 2009).

Bu tez çalışmasında, esas olarak, araç gövdesinde enerji absorpsiyon amacıyla yaygın kullanımları ve uygun kararlı plastik deformasyonları nedeniyle metalik yapıların enerji absorpsiyon davranışına odaklanılmıştır.

Metalik ince duvarlı yapıların enerji soğurma davranışı, son kırk yılda önemli miktarda araştırma almıştır. Genel olarak, metalik ince duvarlı boruların plastik olarak deforme olabileceği ve kinetik enerjiyi absorbe edebileceği çeşitli ezilme veya yükleme durumları vardır; en yaygın durumlar eksenel ezilmeyi (Guillow ve diğ., 2001), yanal girintiyi (Lu, 1993), yanal sıkıştırmayı (Gupta ve diğ., 2005), boruyu ters çevirmeyi (Yu ve diğ., 2015) ve boruyu ayırmayı (Jiang ve diğ., 2006) içerir. Bu ezilme durumlarının her biri, enerji dağıtma sürecinde ana rol oynayan ve çeşitli enerji absorpsiyon tepkilerine yol açan bir veya daha fazla deformasyon modu ile ilişkilidir. İnce duvarlı metalik bileşenlerin enerji soğurma performansı, bir dolgu malzemesi kullanılarak oldukça artırılabilir. Literatürde önerilen en yaygın dolgu malzemeleri arasında polistiren gibi polimerik köpükler ve alüminyum köpük gibi metalik köpükler. Son zamanlarda, cam elyaf takviyeli poliamid de birçok çalışmada dolgu malzemesi olarak bildirilmiştir (Baroutaji ve diğ., 2017; Costas ve diğ., 2014; Paz ve diğ., 2014).

Bir enerji soğurucunun tasarımı ve analizi normalde sonlu elemanlar yöntemi gibi deneysel ve hesaplamalı teknikler kullanılarak gerçekleştirilir. Hesaplama tekniği, özellikle parametrik analiz yapmak için çok etkili ve verimli bir araçtır. Yapıların enerji yutma tepkilerini tanımlayabilen modeller, enerji yutan yapıların performansının analizi için büyük önem taşır ve teorik, ampirik ve istatistiksel yöntemler gibi farklı yöntemler kullanılarak geliştirilebilir. Teorik modeller, deneysel çökme modunun gözlemlenmesi, deformasyon mekanizmasının basitleştirilmesi, bazı sınırlı varsayımların benimsenmesi ve yapısal plastik analiz tekniğinin kullanılmasıyla oluşturulmuştur (Baroutaji ve diğ., 2017; Tran ve diğ., 2014). Öte yandan, ampirik modelleme, deneysel veya sonlu eleman sonuçları üzerinde doğrusal veya doğrusal olmayan çok değişkenli regresyon analizi kullanılarak ampirik ifadelerin türetildiği teoriden ziyade gözlemlere ve deneylere dayanmaktadır (Ahmad & Thambiratnam, 2009; Nagel & Thambiratnam, 2005). Son olarak, istatistiksel yöntem, önceden tanımlanmış örnekleme noktalarında bu yanıtların değerlerini kullanarak enerji absorpsiyon yanıtlarının yanıt yüzey modeli gibi yaklaşık bir model oluşturmak için deney yaklaşımı tasarımını kullanır (Baroutaji ve diğ., 2015).

3.1. Enerji Yutucular Hakkında Bazı Kavramlar

Literatürde enerji yutucular için çarpışma performanslarının tayininde bazı tanımlamalar yapılmıştır. Enerji yutucu geometrilerin tasarımı ve simülasyon sonuçlarının değerlendirilmesi için bu tanımlamalara ihtiyaç duyulmaktadır. Sönümlenen toplam enerji, özgül enerji emilimi, ortalama ezilme kuvveti, maksimum ezilme kuvveti, ezilme kuvveti verimi gibi bazı parametrelere ait tanımlamaların detayları aşağıdaki başlıklarda açıklanmıştır (Altın, 2018; Demirci, 2014.).

3.1.1. Sönümlenen Toplam Enerji

Çarpışma sırasında enerji yutucu yapılar tarafından sönümlenen toplam enerji (E_T), ezilme kuvvetinin yaptığı iş olarak tanımlanmaktadır ve Denklem (3.1) ile hesaplanabilir (Altın, 2018; Demirci, 2014.).

$$E_T = \int_{S_B}^{S_S} F \cdot dS \quad (3.1)$$

Denklemde, F (kN) çarpışma sırasında meydana gelen eksenel yöndeki ezilme kuvvetini, S (mm) yer değiştirmeyi ifade etmektedir. S_S - S_B (mm) aralığı ise Şekil 3.1’de görüleceği üzere eksenel yöndeki çarpışma sonucu oluşan deformasyon miktarını ifade etmektedir. Sönümlenen toplam enerji, kuvvet-yer değiştirme grafiğindeki eğrinin altında kalan kısım olarak tanımlanmaktadır (Altın, 2018; Demirci, 2014.).

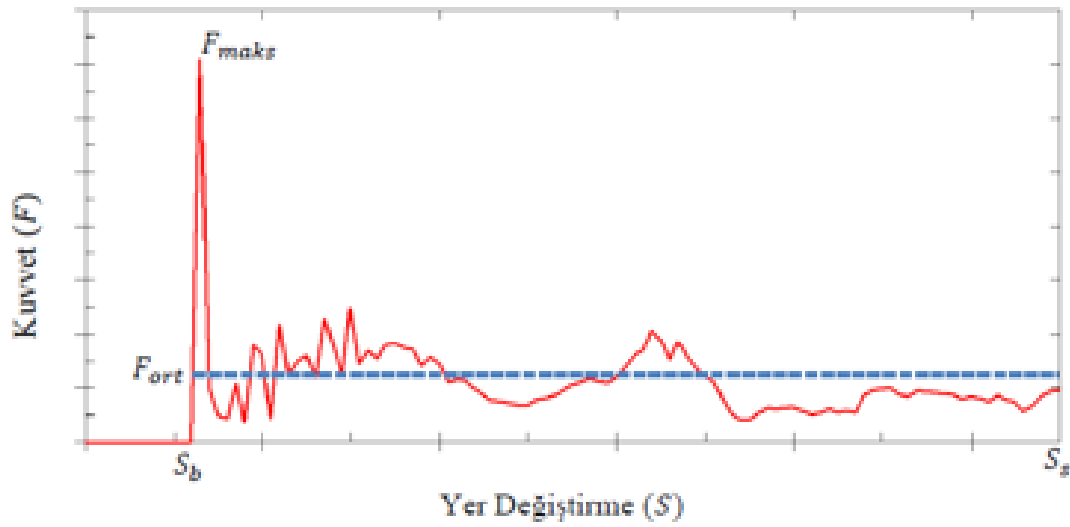
3.1.2. Özgül Enerji Emilimi

Bir enerji yutucu yapının çarpışma sırasında sönümlendiği toplam enerjinin, enerji yutucu yapının deforme olmamış kütesine bölünmesi ile birim kütle başına sönümlenen enerji elde edilir. Özgül enerji emilimi Denklem (3.2) ile hesaplanabilir (Altın, 2018; Demirci, 2014.).

$$E_m = \frac{E_T}{m} \quad (3.2)$$

Burada, E_m özgül enerji emilimini, m çarpışma öncesi deforme olmamış enerji yutucu yapının kütesini ifade etmektedir (Altın, 2018; Demirci, 2014.).

Son yıllarda, taşıtların güvenli olmasının yanı sıra hafif olması da istenen bir koşuldur. Bu sebeple enerji yutucu yapının sönümlediği enerji ile birlikte yapının kütlesi de önem olmaktadır. Enerji yutucu yapının olabildiğince çok enerji sönümleyebilmesi, aynı zamanda hafif de olması istenmektedir. Enerji yutucu yapıların tasarım aşamasında özgül enerji emilimi de göz önünde bulundurulması gereken önemli bir parametredir (Altın, 2018; Demirci, 2014.).



Şekil 3.1. Kuvvet- Yer Değiştirme Örneği (Altın, 2018; Demirci, 2014.)

3.1.3. Ortalama Ezilme Kuvveti

Denklem (3.1)'de ifade edilen enerji yutucu yapının sönümlediği toplam enerjinin, çarpışma sırasındaki eksenel yöndeki toplam ezilme mesafesine oranı ortalama ezilme kuvvetini (F_{ort}) verir (Altın, 2018; Demirci, 2014.).

$$F_{ort} = \frac{E_T}{S_S - S_B} \quad (3.3)$$

3.1.4. Maksimum (Pik) Ezilme Kuvveti ve Ezilme Kuvveti Verimi

Çarpışma sırasında enerji yutucu yapıya eksenel yönde gelebilecek kuvvetler enerji yutucu yapıda ezilme kuvvetlerini oluşturur. Enerji yutucu yapıda deformasyonun başladığı anda oluşmaya başlayan en yüksek kuvvete maksimum (pik) ezilme kuvveti (F_{maks}) adı verilir. Maksimum ezilme kuvvetinde yüksek değerler olması enerji yutucu yapının görevini tam olarak yerine getirememesine ve çarpışma sırasında ortaya çıkan

ezilme kuvvetlerinin direkt olarak taşıt iskeletine ve dolayısıyla taşıt içerisinde bulunan sürücü ve yolculara aktarılmasına neden olacaktır. Bu sebeple maksimum ezilme kuvvetinin olabildiğince düşük ve ortalama ezilme kuvveti değerinde yakın bir değerde olması istenmektedir (Altın, 2018; Demirci, 2014.).

Denklem (3.3)'de ifade edilen ortalama ezilme kuvvetinin pik ezilme kuvvetine bölünmesi ile ezilme kuvveti verimi (η_f) elde edilir (Altın, 2018; Demirci, 2014.).

$$\eta_f = \frac{F_{ort}}{F_{maks}} \quad (3.4)$$

Enerji yutucu yapının ezilme kuvveti veriminin yüksek olması yapının çarpışma performansının yüksek olduğunu ifade etmektedir. Ezilme kuvveti veriminin tek başına yüksek olması, her zaman sönmölenen enerjinin de yüksek olacağı anlamına gelmemektedir. Bu sebeple ortalama ezilme kuvveti değerinin yüksek olması bunun yanı sıra pik ezilme kuvveti değerinin de düşük olması istenir (Altın, 2018; Demirci, 2014.).

3.2. Enerji Yutucuların Çarpışma Performansını Etkileyen Parametreler

Son birkaç yılda, araçlarda çarpmaya dayanıklılık tasarımı, geleneksel olmayan şekil ve malzemelere sahip ince duvarlı yapıların kullanılması ve bu tür bileşenlerin analizi ve optimizasyonu için yeni tekniklerin kullanılmasıyla temsil edilen çarpıcı bir ilerlemeye tanık oldu (Baroutaji ve diğ., 2017). Tezin bundan sonraki bölümlerinde malzeme davranışı, çarpışma açısı ve geometrik özellikler gibi çeşitli parametrelerin enerji yutucuların çarpma performansına etkileri üzerinde durulacaktır.

3.2.1. Metalik Malzemelerin Dinamik Davranışı

Bir karayolu taşıtının çarpışma bileşenleri çoğunlukla alüminyum alaşımı ve yumuşak çelik gibi metalik bir malzeme kullanılarak üretilir. Alüminyum yapıların hafif araç geliştirmede çok etkili olduğu düşünülmektedir.

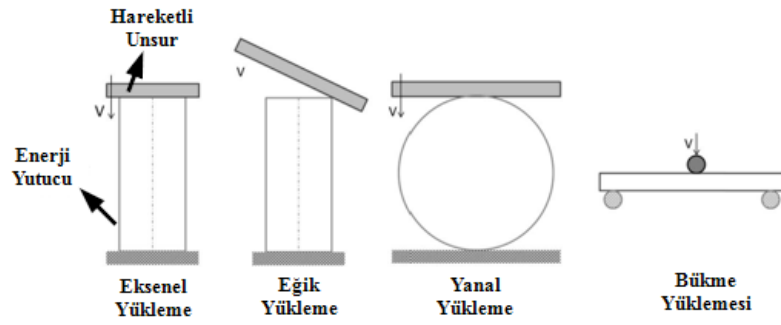
Soğurucunun malzemesinin akma gerilimi ve gerinim sertleşmesi davranışı gibi mekanik özellikleri, çarpışmaya dayanıklılık davranışında önemli bir rol oynar. Metalik malzemeler normalde dinamik yükleme altındaki mekanik özelliklerinin yarı statik yükleme altında gözlenenlerden farklı olduğu yükleme hızına duyarlıdır. Malzemenin

gerinim hızı duyarlılığının bir malzeme özelliği olduğu ve ince duvarlı yapıların geometrik faktörlerinden bağımsız olduğu belirtilmelidir (Baroutaji ve diğ., 2017; Jones, 2011). Metalik malzemelerin tepkileri gerinme hızına oldukça duyarlıdır. Gerinim hızı arttıkça verimde ve nihai gerilmelerde bir artış sergiler. Bir malzemenin gerinim oranı duyarlılık davranışı, ince duvarlı yapılarda bir güçlendirme etkisi olarak kendini gösterir (Baroutaji ve diğ., 2017; Jones, 2011). Malzemenin dinamik olarak yüklendiğinde daha büyük bir enerji absorpsiyon kapasitesi elde etmesine izin verdiği için malzeme gerinim hızı duyarlılığının faydalı bir fenomen olduğu düşünülmektedir (Jones, 2011).

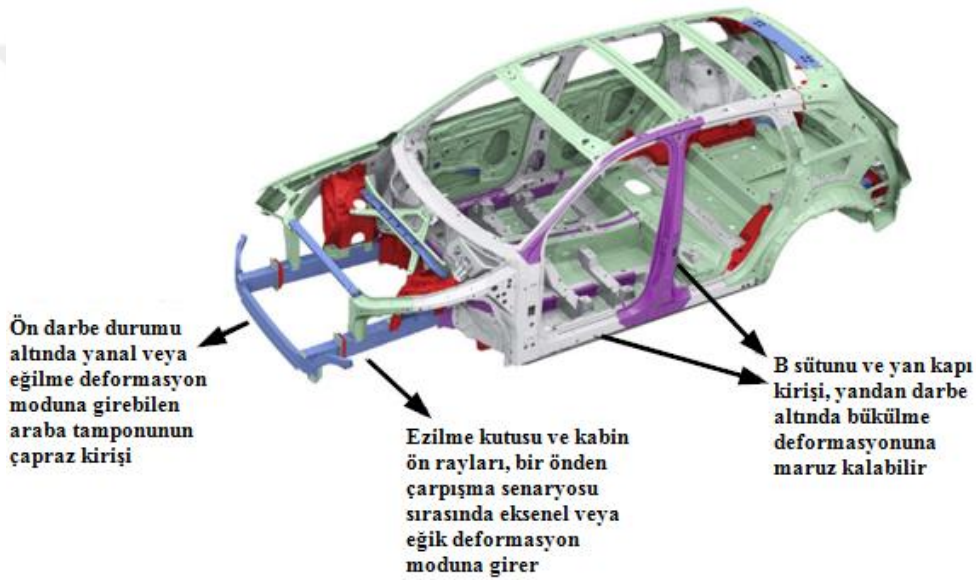
Malzemenin dinamik davranışını anlamak, gerinimler ve gerilimler arasındaki vazgeçilmez ilişkiyi tanımlayabilen uygun bir kurucu denklemi formüle etmek veya seçmek esastır. Literatürde malzemelerin gerinim hızına duyarlı davranışı için çeşitli yapısal modeller önerilmiştir. Metalik malzemelere uygulanabilen ana yapı denklemleri, Cowper-Symonds modeli, Johnson-Cook modeli, Zerilli-Armstrong (ZA) modeli, Bodner-Partom (BP) modeli, Khan-Huang (KH) modelini içerir. Bu kurucu denklemlerdeki çeşitli katsayıları elde etmek için birçok deneysel test gereklidir. Bu kurucu modellerin detaylı bir incelemesi Liang ve Khan (1999) tarafından yapılmıştır.

3.2.2. Çarpışma Durumu

Bir ince duvarlı yapının geometrik şekli, çarpışma durumu ve deforme olma yolu, çarpmaya dayanıklılık performansında çok önemli faktörlerdir. Bu faktörler, yapının plastik deformasyona uğrayan ve enerji emme sürecine katılan malzemelerinin miktarını belirler. Temel olarak, bir karayolu taşıtının koruma sisteminde kullanılan ince cidarlı boruların en yaygın yükleme durumları eksenel, eğik, yanal ve eğilme yüklemeleridir, Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'te gösterilmiştir (Baroutaji ve diğ., 2017). Örnek olarak, tam bir önden çarpışma senaryosu sırasında, önden uzunlamasına çarpma kutuları dahil olmak üzere raylar eksenel deformasyon moduna girer ve toplam kinetik enerjinin yaklaşık %50'sini emer, çarpma kutusunun kendisi toplam emilen enerjinin yaklaşık %15'ini oluşturur (Witteman, 1999). Öte yandan, tampon çapraz kirişi bir bükülme veya yanal deformasyon moduna girer ve toplam enerjinin yaklaşık %25'ini emer (Wagström ve diğ., 2005). Kalan kinetik enerji, ön panel, çamurluklar, tekerlek boşlukları ve kaput gibi aracın diğer ön yapısal bileşenleri tarafından emilir.



Şekil 3.2. Farklı Yükleme Durumlarının Gösterimi (Baroutaji ve diğ., 2017)



Şekil 3.3. Otomobillerde İnce Cidarlı Boruların En Yaygın Yükleme/Deformasyon Modları (Baroutaji ve diğ., 2017)

3.2.2.1. Eksenel Çarpışma Durumu

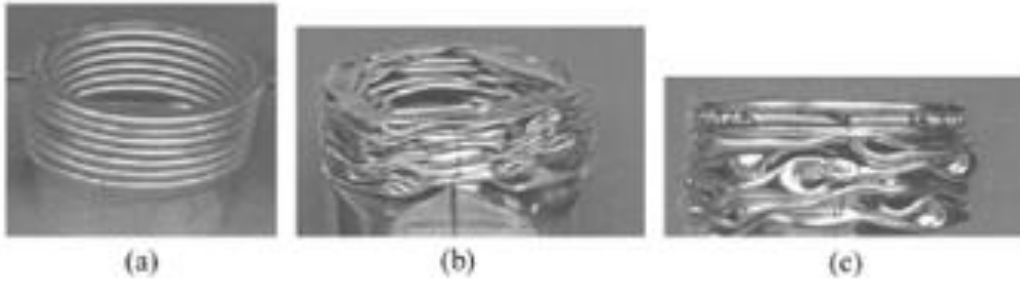
Eksenel olarak çarpışma durumunda olan ince duvarlı yapılar, enerji emiciler olarak en sık kullanılan ve karşılaşılan yapılardır ve esas olarak araç tamponunun arkasındaki çarpma kutusunda yer alır. İnce duvarlı yapıların eksenel ezilmesi, oldukça sabit bir çökme yükü ve nispeten yüksek bir enerji ile karakterize edilir. Eksenel yüklü bileşenlerin özgül enerji emme kapasitesi yanal olarak sıkıştırılmış borulardakinden yaklaşık 10 kat daha fazla olduğu tespit edilmiştir (Alghamdi, 2001). Bunun temel nedeni, eksenel yükleme altında ince duvarlı yapının malzemesinin büyük kısmının enerji dağıtma sürecine katılmak için plastik olarak deforme olmasıdır. Eksenel olarak yüklenmiş enerji

emiciler, enine kesitte dairesel, kare, üçgen veya çokgen olabilecekleri geometrik şekil açısından büyük bir varyasyona sahiptir. Ayrıca, tek veya çok hücreli bir konfigürasyonda oluşturulabilirler. Ek olarak, görünüşte düz veya konik bir form alabilirler. Eksenel yüklü bileşenlerin çeşitli enine kesitlerinin ve konfigürasyonlarının enerji soğurma davranışı literatürde incelenmiştir (Baroutaji ve diğ., 2017). Şekil 3.4'te karşılaştırma durumları gösterilmiştir.

Malzeme ve Yükleme Durumu	Özgül Enerji Emilim Kapasitesine Göre En İyiden En Kötüye Enine Kesit Sırası
- Alüminyum Alaşımı - Yarı Statik Yükleme Durumu	
- Çelik Alaşımı - Yarı Statik Yükleme Durumu	
- Alüminyum Alaşımı - Yarı Statik Yükleme Durumu	
- Alüminyum Alaşımı - Yarı Statik Yükleme Durumu	

Şekil 3.4. Malzeme, Yükleme Durumu ve Kesit Geometri Karşılaştırması (Baroutaji ve diğ., 2017)

Dairesel kesitli boruların eksenel olarak ezilmesi, enerji emme kapasitesi açısından birçok araştırmacı (Abramowicz ve Jones, 1984, 1986; Alexander, 1960; Wierzbicki ve diğ., 1992) tarafından kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Dairesel bir borunun eksenel olarak ezilmesi, borunun üç ana deformasyon modundan bir veya daha fazlasıyla kademeli olarak katlanması veya bükülmesini içerir; eksenel simetrik veya halka, simetrik olmayan veya elmas veya Şekil 3.5'te gösterildiği gibi karışık mod (Guillow ve diğ., 2001).



Şekil 3.5. Eksenel Yüklü Dairesel Tüplerin Çeşitli Deformasyon Modları: (a) Eksenel Simetrik Mod; (b) Simetrik Olmayan Mod ve (c) Karışık Deformasyon Modu (Baroutaji ve diğ., 2017)

Çapın kalınlığa oranı (D/t) ve uzunluğun kalınlığa oranı (L/t) ile temsil edilen dairesel bir tüpün geometrisinin, eksenel ezilme sırasında deformasyon modu üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu rapor edilmiştir (Guillow ve diğ., 2001). Genel olarak, elmas modu, D/t 'si 80'den büyük olan tüplerde meydana gelirken halka modu, D/t 'si 50'den küçük ve L/t 'si 2'den küçük olduğunda gerçekleşir. D/t 'si 50'den küçük ve L/t 'si olan tüpler için t 2'den büyük, karma mod geliştirilmiştir (Baroutaji ve diğ., 2017; Lu ve Yu, 2003).

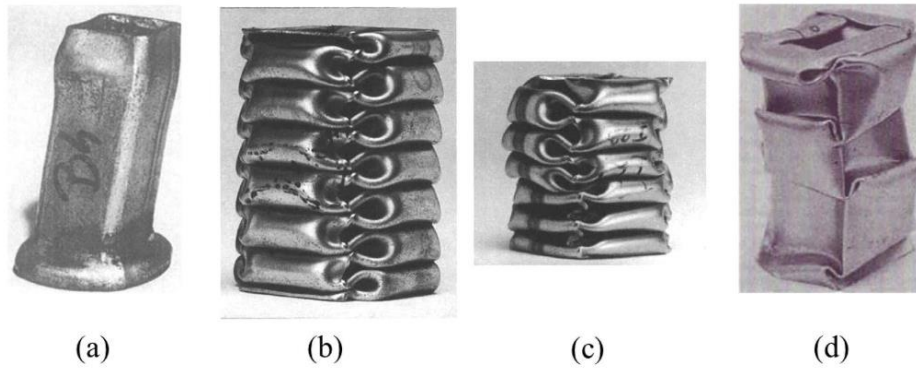
Geometrik parametrelere ek olarak, yükleme hızının dairesel bir tüpün deformasyon modu üzerinde büyük bir etkisi vardır. Çarpma hızının deformasyon paterni üzerindeki etkisi Wang ve Lu (2002) tarafından araştırılmıştır. Silindirik kabuklar, 300 m/s'ye varan hız değerleri ile eksenel darbeye maruz bırakıldı. Yüksek darbe hızlarının, kabuğun duvarlarını daha kalın yapan "Mantarlaşma" adı verilen benzersiz bir plastik deformasyon ürettiği bulundu. Şekil 3.6'da gösterildiği gibi, çarpma hızına ve tüplerin kalınlığına bağlı olarak üç deformasyon modu tanımlandılar: (i) nispeten düşük sıcaklıklarda küçük duvar kalınlığına sahip tüpler için kıvrımlar şeklinde ilerleyen deformasyon modu, (ii) orta hızdaki tüm tüpler için kıvrımlarla ilişkili mantarlaşma ve (iii) yüksek hızda büyük duvar kalınlıklarına sahip tüpler için buruşma ile ilişkili mantarlaşma.



Şekil 3.6. Yumuşak Çelik Numunelerde Mantarlaşma Deformasyonu: Sırasıyla 385 m/s, 277 m/s, 173 m/s ve 0 m/s Hızlarda Deformasyon Durumları (Baroutaji ve diğ., 2017)

Uygulamada, otomobil yapılarında dairesel bileşenlerin kullanılması, diğer yapısal elemanlara montajla ilgili çeşitli zorluklarla karşılaştı. Bu nedenle, pratik sorunları ele almak için, çarpmaya dayanıklı bileşenlerin imalatında kare borular dikkate değer bir ilgi görmüştür (Baroutaji ve diğ., 2017).

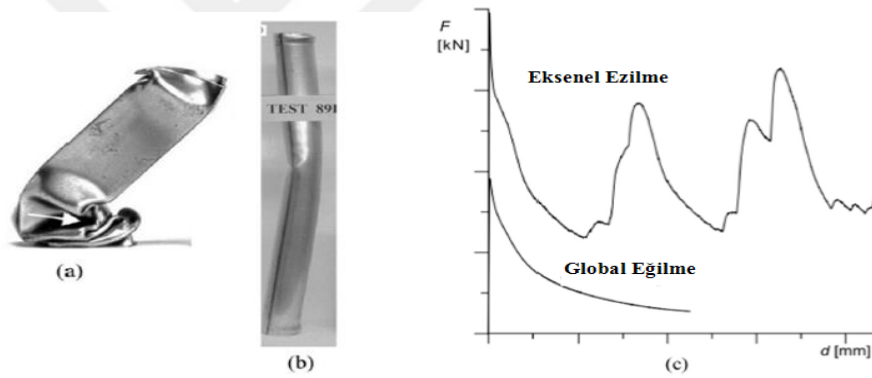
Genel olarak, kare tüpler, absorpsiyon enerjisinde dairesel tüplere göre daha az etkilidir. Tang ve diğ. (2013) kare bir tüpün yapısal etkinliğinin dairesel bir tüpün yaklaşık 0,7'si kadar olduğunu bildirmiştir. Bunun başlıca nedeni, kare borulardaki şiddetli deformasyonun köşeye yakın bölgelerde yoğunlaşması olabilir. Dairesel boruya benzer şekilde, kesit boyutları kare boruların deformasyon modunda önemli bir rol oynar. Çökme modu, genişliğin kalınlığa (b/t) oranına bağlıdır ve Şekil 3.7'de gösterildiği gibi, genişlemeli mod, genişlemesiz veya karışık moddur (Jones, 2011). Tipik olarak $b/t \approx 100$ olan çok ince bir kare boru kompakt olmayan bir deformasyon modunu benimseyebilir.



Şekil 3.7. Kare boruların aksel ilerleyici deformasyon modları; (a) $b/t < 7,5$ olan tüplerde genişleme modu gelişir (b) yaklaşık $b/t > 40,8$ olan tüplerde uzama modu oluşur, (c) $7,5 \leq b/t \leq 40,8$ olan tüplerde asimetrik karışık mod oluşur, (d) kompakt olmayan kırma modu, çok ince boru $b/t \approx 100$ 'de gerçekleşir (Baroutaji ve diğ., 2017; Jones, 2011)

Genel olarak, boyutlarına bağlı olarak, ince cidarlı borular, aksel ezilmeleri sırasında küresel bir burkulma veya küresel bir bükülme deformasyonu moduna girebilir. Bu mod çok verimsizdir ve bir enerji soğurma yapısı tasarlanırken kaçınılmalıdır çünkü nispeten kararsızdır ve bir enerji soğurucunun etkinliğinde önemli bir azalmaya yol açabilir. Küresel eğilme deformasyon modu, Şekil 3.8'de gösterildiği gibi hem kare hem de dairesel borularda meydana gelebilir. Aksel yüklü dairesel borularda küresel bükülmenin meydana gelmesi çapın kalınlığa (D/t) ve uzunluğun çapa (L/D) oranına bağlıdır (Guillow ve diğ., 2001). Yumuşak çelik dairesel ve kare boruların elastik

olmayan küresel Euler burkulma modundan aşamalı katlama moduna geçişini araştıran Abramowicz ve Jones (1997) tarafından elde edilen deneysel sonuçlar, boruların bulunduğu yerde kritik bir boru uzunluğunun (L_{cr}) olduğunu göstermiştir. Kritik değerden daha kısa uzunluklarda kademeli olarak deforme olurken, kritik uzunluktan daha uzun borular küresel bir bükülme moduna girer. Tüpün uzunluğu kritik değere yaklaştığında, deformasyonun sonraki aşamalarında küresel eğilme modunun geliştiği karışık bir aşamalı deformasyon-küresel eğilme deformasyon modu gözlemlendi. Genel olarak, geçiş kriterinin, yani kritik uzunluğun, aşağıdaki faktörlerden etkilendiğine inanılır: akma gerilimi ve gerinim sertleşme davranışı dahil malzeme özellikleri, darbe hızı ve boru boyutları daha büyük b/t 'ye sahip kare boruların veya daha büyük D/t 'ye sahip dairesel boruların daha uzun L_{cr} 'ye sahip olduğunu bildirmiştir. Ayrıca darbe hızı arttıkça L_{cr} 'nin arttığı bildirilmiştir (Abramowicz ve Jones, 1997; Karagiozova ve Alves, 2004a, 2004b).



Şekil 3.8. Global Eğilme Deformasyon Modu, Kare Borularda (a), (b) Dairesel Borularda (c) Aşamalı katlanma ve küresel bükülme için tipik kuvvet-yer değiştirme tepkileri (Guillow ve diğ., 2001)

Uzunlamasına eksene bir veya daha fazla eğimli yüz içeren ve dairesel, dikdörtgen veya kare kesitli şekle sahip olabilen konik ince duvarlı borular da literatürde birçok araştırmacı tarafından enerji soğuran bileşenler olarak kabul edilmiştir (Alghamdi, 2002a, 2002b; Alghamdi ve diğ., 2002; Mamalis ve diğ., 1986; Mamalis ve Johnson, 1983; Nagel ve Thambiratnam, 2004, 2005, 2006; Reid ve Reddy, 1986). Genel olarak değerlendirecek olursak, konik borular, küresel burkulma moduna girme olasılıklarının daha düşük olduğu yerlerde eğik darbe yüklerini etkili bir şekilde emme kapasiteleri nedeniyle düz (konik olmayan) borulara göre tercih edilir. Ayrıca, konik borular, konik olmayan borulara göre eksenel yükleme altında daha kararlı plastik davranışa ve daha

düşük başlangıç tepe kuvvetine sahiptir. Ek olarak, tasarım açısından bakıldığında, yarı apikal açı ile temsil edilen ek bir tasarım değişkeni olan konik borular daha büyük bir tasarım alanına sahiptir ve bu nedenle düz borulardan daha iyi enerji emme özellikleri sunabilirler (Alghamdi, 2002a, 2002b; Alghamdi ve diğ., 2002; Nagel & Thambiratnam, 2004, 2005, 2006).

Konik boruların enerji soğurma davranışı, enine kesit şekli, duvar kalınlığı ve koniklik açısı gibi geometrik faktörlere bağlıdır (Guler ve diğ., 2010). Nagel ve Thambiratnam (2005), kare kesitli konik bir tüpün özgül enerji absorpsiyonunun (SEA) düz bir tüpünkünden daha az olduğunu buldular ve ağırlığın önemli olduğu ve ağırlığı azaltmanın bir hedef olduğu uygulamalarda, düz tüpler tercih edilir ve enerjiyi emmek için en etkili yapıyı temsil eder. Güler ve diğ., (2010) dairesel, kare ve altıgen kesitli konik ve düz ince duvarlı boruların enerji soğurma davranışını karşılaştırdı ve dairesel kesitli konik borunun incelenen kesitler arasında en verimli enerji soğurucu olduğunu buldu.

Konik boruların deformasyon modları, dairesel boru şeklindeki konilerin borunun geometrisine bağlı olarak genellikle elmas modunda veya akordeon modunda deforme olduğu düz borununkine benzer (Mamalis ve Johnson, 1983).

Kare borularda şiddetli deformasyonun köşeye yakın bölgelerde meydana geldiği önceki bölümlerde belirtilmişti. İnce duvarlı borunun enine kesitine daha fazla köşe eklemek, daha fazla plastik deformasyona ve dolayısıyla daha fazla enerji dağılımına yol açar. Bu nedenle, çok köşeli ince duvarlı boruları, otomobiller, gemi yapımı ve inşaat mühendisliği dahil olmak üzere geniş bir uygulama yelpazesi için enerji soğuran bileşenler kullanılmaktadır (W. Liu ve diğ., 2016; Y. C. Liu ve Day, 2006; Mamalis ve diğ., 2003; Zhang ve Huh, 2010).

Literatürdeki çoğu çalışmada, altıgen ve sekizgen kesitli ince duvarlı borular için enerji absorpsiyon artışı bildirilmiştir. Düzenli çok köşeli tüpün yaygın ilerleyici deformasyon modları, kare tüpler için bildirilenlerle aynıdır, yani genişlemeli mod, genişlemesiz veya karışık moddur (Baroutaji ve diğ., 2017; Mamalis ve diğ., 1991).

Çok köşeli bir tüpün yan duvarları arasındaki açı, çok köşeli tüpün deformasyon davranışını büyük ölçüde etkilemektedir. Yaygın eğilim, açı 120°'den yüksek olduğunda

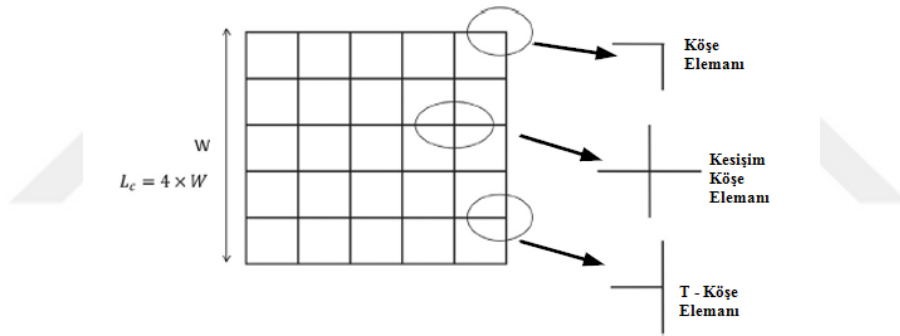
genişlemeli deformasyon modunun geliştirilmesine karşın, dar açının genişlemesiz deformasyon modunu meydana getirmesidir. 90° 'den 120° 'ye açı için genişleyen ve uzamayan katlanma loblarından oluşan karışık deformasyon modu gözlemlendi. Komşu flanşlar arasındaki açı 90° ile 120° aralığında olduğunda en yüksek ezilme enerjisi emme veriminin elde edilebileceği tespit edilmiştir (Tang ve diğ., 2012; Zhang ve Huh, 2010).

Düzenli çok köşeli yapılardaki köşe sayısını artırmak, enerji soğurma davranışını geliştirmek için umut verici bir yaklaşım gibi görünse de literatürdeki bazı çalışmalarda, enerji soğurma gelişiminin 11'den sonraki köşe sayısı için neredeyse doyuma ulaştığını gözlemlendiği belirtildi (Yamashita ve diğ., 2003). Bu davranış, normal çok köşeli dışbükey yapıların hem köşe sayısını artırma hem de komşu flanşlar arasındaki açıyı optimum aralıkta tutma koşulunu sağlayamamasından kaynaklandığı belirtildi (Baroutaji ve diğ., 2017). Bu sınırlamaların üstesinden gelmek için araştırmacılar, yıldız ve çapraz kesitli tüp gibi içbükey enine kesitlere sahip sütunlar oluşturmak için iç köşeler eklemeyi önerdiler (Abbasi ve diğ., 2015; Guillow ve diğ., 2001; Reddy ve diğ., 2015). Abbasi ve diğ. (2015), yenilikçi bir 12 kenarlı çapraz kesitli borunun çökme davranışını inceledi ve üstün çarpışma dayanıklılığı performansını kanıtladı; kare, altıgen, sekizgen yapılar gibi konvansiyonel konveks profillere göre daha yüksek özgül enerji emilimi (SEA) ve ezilme kuvveti verimliliği (CFE) tespit edildiğini bildirdiler. Fan ve diğ. (2013), 12 kenarlı ve 16 kenarlı yıldız kesitli kolonlar dahil olmak üzere içbükey çokgen kesitlerin enerji emme kapasitesini, sekizgen ve altıgen profiller dahil olmak üzere daha geleneksel dışbükey kesitlerle karşılaştırdı. 12 kenarlı yıldız kesitinin, aynı kesit alanının altıgen kesitine kıyasla özgül enerji emiliminde (SEA) %48,5'e varan bir artışla en iyi enerji soğurma performansını gösterdiğini fark ettiler. 16 kenarlı yıldız kesitin enerji yutma kapasitesi 12 kenarlı olandan daha düşüktü, bu da içbükey kesitli kolonlarda bile köşe sayısını artırmanın her zaman etkili olmadığını göstermektedir.

Yapılan çalışmaların çoğu çift kenarlı ince duvarlı yapılara odaklanmıştır. Bu arada, üçgen borular gibi kenarları tek sayıda olan poligonal boruların aksenel olarak ezilmesine çok az dikkat edilmiştir. Üçgen enine kesit sadece üç köşeye (üç kenar) sahiptir ve bu nedenle diğer tüm tüpler arasında en az enerji emme kapasitesi sergilemiştir. Kademeli katlanması oldukça benzersizdir ve çok köşeli boruda geliştirilenlerden farklıdır (Fan ve diğ., 2013).

Yarı-statik eksenel yük altında eşkenar üçgen yapıların çökme mekanizması Fan ve diğ. (2013), tarafından analiz edilmiştir. Bu yapılar için boyutlarına göre, $c/t > 60$ olan tüplerde gözlemlenen dönme simetrik modu ve $c/t \leq 55.3$ olan tüpler için elmas modu olarak adlandırılan iki ana deformasyon modu tanımlanmıştır. Bu tür yapıların enerji emme kabiliyeti oldukça düşük olduğu için otomotiv sanayinde fazla uygulama görmemiştir (Baroutaji ve diğ., 2017).

Bir ince duvarlı yapıya bir köşebent elemanı yerleştirmenin, çok köşeli bir tüpte köşe sayısını artırmayla ilişkili sınırlamanın üstesinden gelmek için uygun bir yöntem olduğu yukarıda tanımlanmıştır. Çok hücreli bir ince duvarlı yapının enerji emme verimliliği, büyük ölçüde kesitteki elemanlarının sayısına bağlıdır. Şekil 3.9'da gösterildiği gibi çok hücreli bir kare tüpün ortalama ezme kuvveti tarafından türetilmiştir (Zhang ve diğ., 2006).

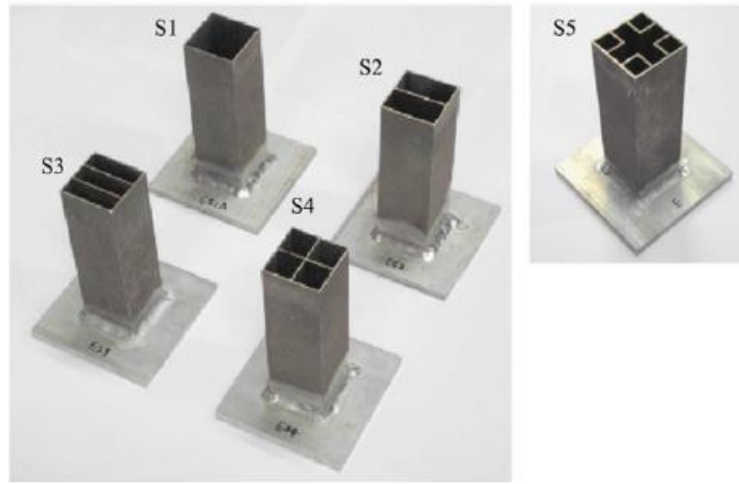


Şekil 3.9. Çok Hücreli Kare Tüpün Gösterimi (Zhang ve diğ., 2006)

Elemanların açısı, yani hücre sayısı arttıkça ortalama ezilme kuvvetinin arttığı açıktır ve bu, ince duvarlı yapının çok hücreli konfigürasyonu kullanılarak elde edilebilecek beklenen enerji absorpsiyon artışını kanıtlar (Baroutaji ve diğ., 2017; Zhang ve diğ., 2006).

Çok hücreli konfigürasyonlar, altıgen, üçgen, kare, dairesel, sekizgen ve konik borular dahil olmak üzere çeşitli enine kesit şekillerine uygulandı (Alavi Nia & Parsapour, 2013; Chen & Wierzbicki, 2001; Tabacu, 2015; Tran ve diğ., 2014; Zhang & Zhang, 2014). Çok hücreli tüpler üzerinde yapılan çalışmalar, bu yapıların olağanüstü enerji emme kabiliyetine sahip, ağırlık açısından çok etkili bileşenler olduğunu ortaya koymuştur. Xiong ve Hui (2013) çok hücreli metal tüplerin, Şekil 3.10'daki S4 ve S5'in, tek hücreli

tüplerden daha verimli olduğunu bildirmiştir. S4 ve S5 numuneleri için spesifik enerji absorpsiyonunda sırasıyla %120 ve %220'lik bir artış kaydedildi. Zhang ve Cheng (2007), çok hücreli ve köpükle doldurulmuş kare tüplerin enerji soğurma tepkilerinin karşılaştırmalı bir analizini gerçekleştirdi. Sayısal simülasyonlar aracılığıyla, çok hücreli bileşenlerin, enerji emme verimliliklerinin köpükle doldurulmuş tüplerden yaklaşık %50-100 daha fazla olduğu yerlerde etkili enerji emiciler olduğunu kanıtladılar. Alavi Nia ve Parsapour (2014), sekizgen, altıgen, kare, üçgen kesitlere sahip geleneksel ve çok hücreli ince duvarlı yapıların enerji emme kapasitelerini karşılaştırdılar. Çok hücreli konfigürasyona sahip tüplerin, standart kesitli tüplere göre daha yüksek enerji emme kapasitesine sahip olduğunu kanıtladılar. Ayrıca, sekizgen ve altıgen kesitli çok hücreli tüplerin en yüksek özgül enerji absorpsiyonuna sahip olduğu bulundu. Kim (2002), dört farklı şekle sahip çok hücreli kare boruların çarpışmaya dayanıklılık davranışını inceledi. Sonuçlar, özgül enerji emiliminin (SEA) hücre sayısı ile arttığını ve çok hücreli tüplerde özgül enerji emiliminde (SEA) yaklaşık %100 kazanç elde edilebileceğini ortaya koydu.

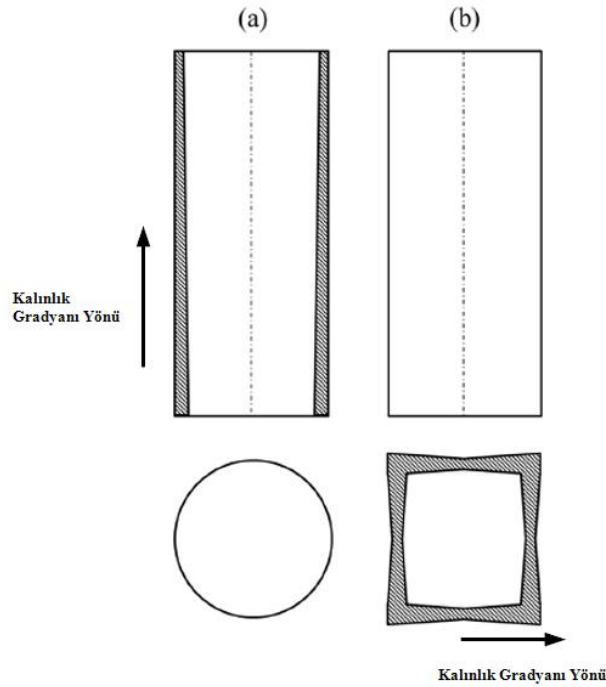


Şekil 3.10. Çok Hücreli Sütunların Çeşitli Konfigürasyonları (Xiong ve Hui,2013)

İşlevsel olarak derecelendirilmiş kalınlık, daha büyük plastik deformasyon ve özgül enerji emilimi (SEA), daha düşük başlangıç pik kuvveti veya küresel eğilme moduna daha az eğilim gibi arzu edilen enerji emilimi hedeflerine ulaşmak için bir ince duvarlı yapının içindeki malzeme dağılımını değiştirmeyi amaçlayan yeni bir fikirdir. Bu bileşenlerde, kalınlık gradyanı, tasarlanabilirliği geliştiren ve araç hafifliği gereksinimlerini karşılamak için malzemenin daha iyi kullanılmasına izin veren ek bir tasarım değişkenini temsil eder (Zhang ve diğ., 2014).

Dairesel ve konik yapılar için, ezilme başlangıcında daha düşük bir tepe yükü elde etmek için, Şekil 3.11- a'da gösterildiği gibi, duvar kalınlığı uzunlamasına yönde değiştirilmiştir (G. Li ve diğ., 2015; Zhang ve diğ., 2015). Öte yandan, kare kesitin eksenel yükleme sırasında ciddi bir deformasyona uğrayan köşelerine daha fazla malzeme yerleştirmek için, kare borulardaki kalınlık, Şekil 3.11 -b'de gösterildiği gibi enine yönde değiştirildi (Baroutaji ve diğ., 2017).

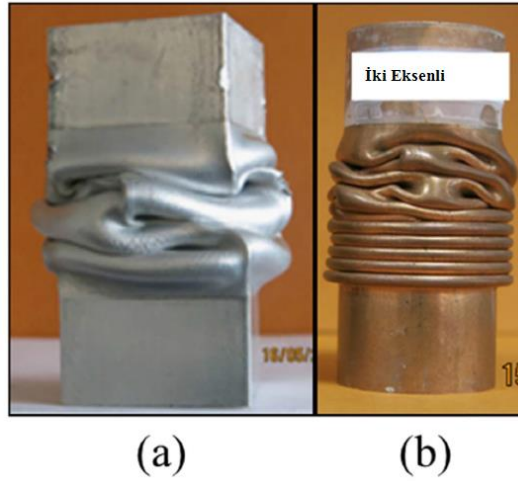
İşlevsel olarak derecelendirilmiş kalınlık ince cidarlı bileşenleri, tekdüze kalınlığa sahip muadillerine göre daha iyi tasarlanabilirlik ve çarpma dayanıklılığı davranışına sahiptir (G. Li ve diğ., 2015; Zhang ve diğ., 2015). Xiong ve diğ. (2014), kademeli kalınlığa sahip kare boruların ezilme ve enerji emme davranışını inceledi. Dereceli kalınlığa sahip numunenin, normal numuneye göre birim kütle başına %30-35 daha fazla enerji absorbe edebildiğini, yani başlangıçtaki tepe kuvvetini artırmadan tekdüze kalınlığa sahip numuneyi rapor etmiştir.



Şekil 3.11. (a) Dairesel Tüplerde (b) Kare Tüplerde Kalınlık Gradyan Modellerinin Temsili Şeması (G. Li ve diğ., 2015; Zhang ve diğ., 2015)

Menouer ve diğ. (2014), çift eksenli burkulmaya dayalı yeni bir enerji soğurma yapısı biçimi önermiştir. Eksenel yüklemeyi birleşik sıkıştırma-burulma çift eksenli yüklemeye dönüştüren bir mekanik sistem kullanılarak karmaşık bir deformasyon modu elde

edildiğini belirttiler. Dairesel ve kare kesitli bakır ve tavllanmış alüminyum alaşımlı borular kullanılmıştır. Bu araştırmadan elde edilen sonuçlar, Şekil 3.12’de gösterildiği gibi, çift eksenli olarak deforme olmuş tüplerin, eğim açısı 60° olduğunda emilen enerjide %47’ ye varan bir artışla, tek eksenli olarak deforme olmuş bileşenlere göre daha fazla ortalama çökme yükü ve enerji absorpsiyonu sergilediğini ortaya koydu.

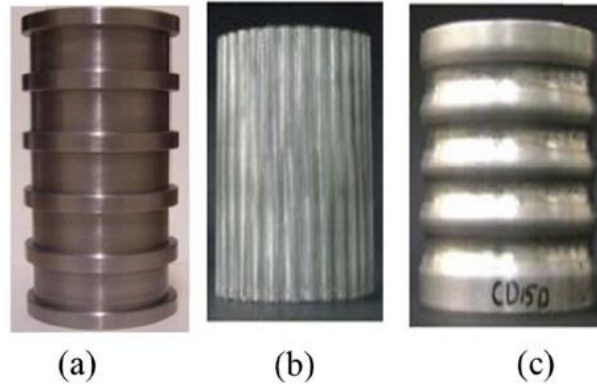


Şekil 3.12. İki Eksenli Deforme Olmuş (a) Kare, (b) Dairesel Borular (Menouer ve diğ., 2014)

Şekil 3.13-a’da gösterildiği gibi dairesele bir boru ile harici mukavemet artırıcı unsurların kullanıldığı ince duvarlı yapılar, verimli enerji emiciler olarak kabul edildi (Salehghaffari ve diğ., 2010). Bu bileşenler, yüksek enerji emme kapasitesi, daha iyi kırma kararlılığı gibi yükleme özelliklerine daha az duyarlı olma gibi ezilme enerjisi emme davranışında çeşitli iyileştirmeler sergiledi (Salehghaffari ve diğ., 2010). Bu iyileştirmelerin çoğu, harici olarak mukavemetlendirilmiş ince duvarlı yapıların, takviye elemanları arasındaki bölgelerde plastik deformasyonun meydana geldiği ve takviye elemanlarının tüm yapı için bir stabilizasyon aracı olarak çalıştığı eksenel çökme sırasında eksenel simetrik bir deformasyon modu geliştirme kabiliyeti sayesinde elde edildi (Baroutaji ve diğ., 2017).

Mukavemetlendirilmiş ince duvarlı yapılara benzer şekilde, araştırmacılar oluklu boruları da etkili enerji absorpsiyon yapıları olarak değerlendirdiler. Eksenel olarak yüklenmiş ince duvarlı yapılarda olukların tanıtılması, plastik deformasyonun tüpün uzunluğu boyunca belirli yerlerde gerçekleşmesini zorladı. Bu davranış, kuvvet-yer değiştirme tepkisinin tekdüzeliğini arttırdı ve tüplerin çökme modunun tahmin edilmesine ve kontrol edilmesine izin verdi (Singace ve El-Sobky, 1997). Arameh ve diğ. (2014), Şekil 3.13 (b)

ve c)'de gösterildiği gibi, geometrileri ve yönleri farklı olan oluklu alüminyum tüplerin enerji emme performansına ilişkin deneysel bir çalışma yürütmüştür. Yazarlar, oluklu boruların çarpmaya dayanıklılık özelliklerinin, yüksek başlangıç pik yükleri olmadan tekdüze ezilme tepkilerinin ve öngörülebilir çökme modunun iyileştiğini gözlemlediler. Öngörülebilir enerji emme performansları ile oluklu boruların güvenilir enerji emiciler olarak kabul edilebileceğini bildirdiler.



Şekil 3.13. (a) Dıştan Mukavemetlendirilmiş Boru, (b) Yanal Oluklu Boru, (c) Oluklu Boru (Salehghaffari ve diğ., 2010)

Eksenel olarak yüklenmiş ince duvarlı tüplerin kuvvet-yer değiştirme tepkisi, ilk yüksek tepe kuvveti ve ardından ilerleyen çökme sırasında üretilen her bir kıvrıma karşılık gelen daha düşük tepe noktaları ile ilişkilendirilir (Baroutaji ve diğ., 2017).

Eksenel yüklü bir enerji yutucu tasarlarken, yüksek tepe kuvveti ciddi olumsuz etkilere neden olabileceğinden, ilk tepe kuvvetinin en aza indirilmesi her zaman arzu edilir. Bu nedenle, çökme başlatıcıları, gerilme yoğunlaştırıcıları veya kusurlar olarak da adlandırılan ezilme tetikleyicileri, zirve kuvvetlerini azaltmak için geleneksel olarak eksenel olarak yüklenen soğuruculara dahil edilmiştir. Ezilme tetiği, yan duvarlardaki girintiler, delikler ve pencereler, çentikler vb. gibi ince duvarlı boruların geleneksel şeklindeki hafif bir değişiklik olarak tanımlanabilir (Yuen ve Nurick, 2008). Ezilme tetikleyicileri, ince duvarlı yapılara yüklendiğinde başlangıç gerilimlerini artırdıkları için ince duvarlı yapının deformasyonuna yardımcı olur (Thornton ve Magee, 1977). Ayrıca, bu tetikleyiciler, tüpün geometrisi normalde daha kararlı ezilme tepkisi ve daha iyi enerji emme performansına sahip başka bir arıza moduna neden olsa bile simetrik deformasyon modunu teşvik etmek için kullanılabilir (Yuen ve Nurick, 2008).

İnce cidarlı tüplerde bir tetikleme mekanizmasının uygulanması, enerji soğurucu yapıların standart olmayan konfigürasyonlarını oluşturmuştur. İnce duvarlı enerji yutucularda tetikleyicilerin kullanımına ilişkin bazı örnekler aşağıda sunulurken, farklı tetikleyici tiplerinin ve bunların boru şeklindeki enerji yutucuların deformasyon modları ve davranışı üzerindeki etkilerinin tam bir incelemesi başka bir yerde mevcuttur (Yuen ve Nurick, 2008).

Gupta ve Gupta (1993), alüminyum dairesel borulara dairesel delikler şeklinde oyuklar getirmiştir. Oyuk açılmış ince duvarlı yapıların aksel çökme sırasında daha düşük başlangıç pik yükü sergiledikleri fark edildi. Yazarlar, kesiklerin kullanılmasının, küresel bükme modunun başlangıcından önce daha büyük bir deformasyon strok mesafesi avantajı sağladığını bildirdi.

Song ve diğerleri (2013), dikdörtgen formda oyukların açıldığı ince duvarlı kare tüpler sunmuşlardır. Pencerelemlerin kullanılmasının, borunun mekanik özelliklerini korurken ağırlığını azalttığına dikkat çekildi. Kare ince cidarlı borularda pencerelemlerin kullanılmasının, yarı statik yükleme koşulu altında, özgül enerji absorpsiyonunda (SEA) maksimum artış olarak %54 ve başlangıç tepe yükünde en yüksek düşüş olarak %63 ile ezilme davranışını iyileştirdiği bulunmuştur.

Güler ve diğ. (2010) ve Taştan ve diğ. (2016), konik ince duvarlı boruların çarpışmaya dayanıklılık davranışı üzerinde oyukları getirmenin etkinliğini kanıtladılar. Özgül enerji emilimi (SEA) ve ezilme kuvveti verimliliği (CFE) için sırasıyla %26.4 ve %27.4'lük bir artışla kesikli konik tüplerin normal tüplerden daha iyi performans gösterdiği gösterilmiştir (Taştan ve diğ., 2016).

3.2.2.2. Eğik Çarpışma Durumu

Araçlar için güvenlik gereklilikleri, ön koruma sisteminin (tampon), uzunlamasına eksene 30°'ye kadar açı ile eğik bir yüke dayanacak şekilde tasarlanmasını gerektirir (Baroutaji ve diğ., 2017). Genel olarak, eğik yükleme, tüpün bir tür kademeli katlanma sürecinden geçerken bükülmesine neden olur ve bu, sonunda küresel bir bükülme moduna dönüşecektir, Şekil 3.14.



Şekil 3.14. 5° Açılı Eğik Yüklemeye Tabi Tutulan Kare Alüminyum Borunun Deformasyon Modu (Baroutaji ve diğ., 2017)

Bu konuda sunulan ilk araştırma Reid ve Reddy (1986), tarafından yapılmıştır. Konik dikdörtgen borular, borunun uzunlamasına eksenine 10°'lik bir açıyla eğik darbe yüküne maruz bırakıldı. Sonuçlar, konik boruların enerji emme etkinliğinin hem eğik hem de eksenel yükler için hemen hemen aynı olduğunu gösterdi. Önceki çalışma, darbe hızı ve yük açısı dahil olmak üzere yükleme parametrelerinin ve konik açı, konik kenar sayısı, duvar kalınlığı, ağ genişliği ve boru uzunluğu dahil olmak üzere geometri değişkenlerinin eğik dinamik yükleme altındaki konik ve düz ince duvarlı dikdörtgen tüplerinin davranışı üzerindeki etkilerini inceleyen tarafından genişletilmiştir (Nagel ve Thambiratnam, 2006). Konik boruların, düz borulara göre daha kararlı ortalama yük, boru küresel bir bükülme deformasyon moduna girdiğinde daha yüksek enerji emme kapasitesi ve yük parametrelerine daha az duyarlı olan enerji emme karakterizasyonları dahil olmak üzere birçok önemli fayda sergilediğini bildirdi. Reyes ve diğ. (2002,2003), dinamik ve yarı statik eğik yükler altında alüminyum kare boruların enerji soğurma davranışını inceledi. Eğik yükleme altındaki baskın deformasyon modunun hem yük açısına hem de kalınlığa bağlı olan küresel eğilme olduğu gözlemlendi. Yazarlar ayrıca, yükleme açıları arttıkça ortalama ve tepe yüklerin azaldığını doğruladılar. Ayrıca yazarlar, yarı statik ve dinamik vakalar arasında çökme modunda herhangi bir değişiklik olmadığını bildirdiler. Børvik ve diğerleri (2003), dairesel alüminyum tüplerin yarı statik eğik yükleme altında ezilme tepkisini araştırdı. Ayrıca yükleme açısının artmasıyla hem enerji emiliminin hem de tepe kuvvetinin azaldığı gözlemlendi.

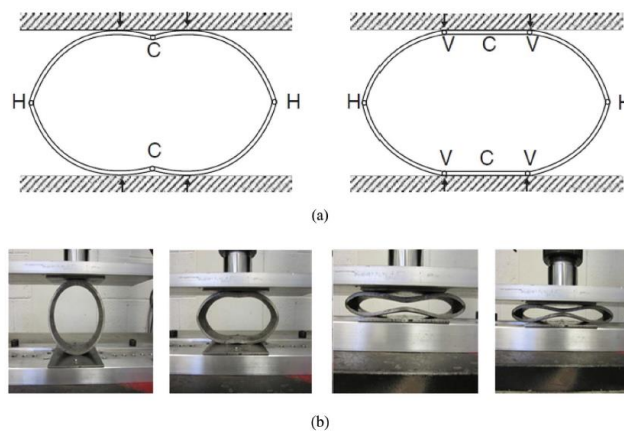
Literatürde bildirilen ana gözlem, eğik yükleme altındaki ince duvarlı yapıların, enerji emme etkinliğini aşırı derecede azaltabilecek küresel bükülme deformasyon moduna girme olasılığının daha yüksek olmasıdır. Tüpün küresel bir bükülme moduna girme eğilimi, yükleme açısının artmasıyla artar (Baroutaji ve diğ., 2017).

3.2.2.3. Yanal Çarpışma Durumu

İnce duvarlı bir yapının yanıl çökmesi, yapının tüm uzunluğunun boyuna eksenine paralel olarak sıkıştırılmasını veya düzleştirilmesini içerir. Bu deformasyon modu, önden darbe durumunda araba tamponunun çapraz kırışı için geliştirilebilir. Yanal olarak ezilmiş enerji soğurma sistemleri, tek bir tüpten oluşabilir veya belirli gereksinimleri karşılamak için birçok tüpün bir arada istiflendiği iç içe geçmiş tüp sistemi şeklini alabilir (Baroutaji ve diğ., 2017).

Dairesel bir tüpün geometrik parametreleri, yarı statik/düşük darbe yüklemesi durumunda deformasyon modunu ve enerji soğurma davranışını yönetir. Çap azaldıkça ve kalınlık arttıkça lateral ezilen dairesel tüpün ortalama ezilme kuvveti ve enerji emme kapasitesi artmaktadır (Baroutaji ve diğ., 2015b; Gupta ve diğ., 2005).

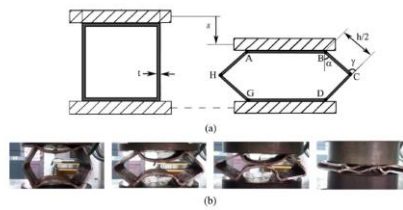
Çarpma yüklemesi altında, darbe hızı, çökme modelinin baskın faktörüyken, boru boyutlarının deformasyon modeli üzerinde önemsiz bir etkisi vardır (Xu ve diğ., 2015). Genel olarak, düşük darbe hızı altında ezilmiş tüp için deformasyon modunda veya enerji emme kapasitesinde herhangi bir değişiklik rapor edilmemiştir (Fan ve diğ., 2013). Bununla birlikte, yüksek darbe hızı altında, yandan ezilmiş dairesel bir boru, emilen enerji miktarında gözle görülür bir artış ve deformasyon modunda önemli bir değişiklik gösterir (Fan ve diğ., 2013). Bu davranış, esas olarak, plastik gerinimleri vuran tarafa yakın konumlandırılan ve deformasyona maruz kalan segmentin eğriliğini artıran atalet etkilerinden kaynaklanmaktadır (Fan ve diğ., 2013).



Şekil 3.15. (a) Dairesel Borunun Yanal Yük Altında Olası Çökme Mekanizması [1]- (b) Yanal Sıkıştırmanın Farklı Aşamalarında Alüminyum Boruların Deforme Olmuş Profilleri (Baroutaji ve diğ., 2015b; Gupta ve diğ., 2005)

Yanal olarak ezilmiş dairesel bir tüpteki plastik deformasyon, çökme sırasında oluşan plastik mafsalların yakınındaki bölgelerle sınırlıdır ve bu nedenle bir tüpün yanal çökmesi yoluyla dağılan enerji miktarı sınırlı ve verimsizdir. Bu nedenle, yanal çökme sırasında emilen enerji miktarını artırmak için araştırmacılar, dikey şekilli kenarlar ve V-şekilli kenarlar dahil olmak üzere harici kısıtlamalar veya daha fazla plastik menteşe oluşturmak için destek telleri kullanmayı önerdiler (Reid, 1983; Reid ve diğ., 1983; Yella Reddy ve Reid, 1979). Sıkıştırma sırasında. Kısıtlı bir boru ilk olarak Reddy ve Reid (1979) tarafından yanal olarak yüklenmiş dairesel bir borunun yatay çapının daha büyük olmasını önlemek için dikey yan kısıtlamayı kullanarak tanıtıldı. Kısıtlanmış bir tüpün, sınırlandırılmamış bir tüpe göre daha yüksek enerji emme kapasitesi ve daha düşük sapma mesafesi sunduğu bulundu. Plastik menteşelerin sayısını artırmak için eğimli kısıtlamalar (V-şekilli blok) kullanan Reid (1983) tarafından farklı bir dış kısıtlama biçimi kullanıldı. V blok açısı küçüldükçe kırma kuvvetinin arttığı fark edildi. Reid ve diğ. (1983), yanal olarak katlanmış tüpün enerji emmesini artırmak için farklı bir yöntem önerdi. İstenen tepkiye sahip destekli bir tüp oluşturmak için bir tüpün çapları boyunca germe elemanları kullandılar. Bu tür tüpler için enerji soğurma yanıtlarında gözle görülür bir artış rapor edilmiştir (Baroutaji ve diğ., 2017).

Dairesel borulara ek olarak, eliptik, dikdörtgen, altıgen, dikdörtgen ve üçgen gibi çeşitli kesit şekillerine sahip borular da yanal olarak incelenmiştir (Baroutaji ve diğ., 2014; Gupta ve diğ., 2001; Niknejad ve diğ., 2013; Niknejad ve Rahmani, 2014; Wang ve diğ., 2015; Wu ve Carney, 1997, 1998). Genel olarak, kare bir tüp, aynı kesit alanına sahip dikdörtgen bir tüpten daha fazla enerji emer (Gupta ve diğ., 2001). Kare bir borunun yanal yükleme altındaki deformasyon mekanizması, Şekil 3.16'da gösterildiği gibi üç çift plastik menteşe üretilmesini içerir; son çift dikey kenarların orta yüksekliğinde oluşturulurken, iki çift dikey ve yatay kenarların birleşme noktalarında oluşturulur.

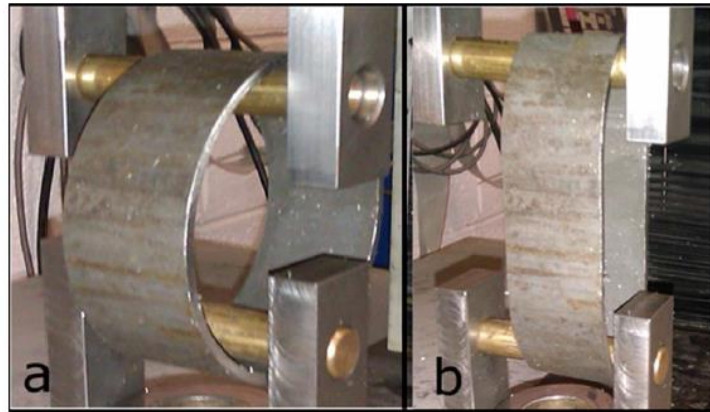


Şekil 3.16. (a) Dikdörtgenin Yanal Yükleme Altında Plastik Deformasyonunun Teorik Modeli (b) Dikdörtgen Kesitli Alüminyum Boruların Yarı Statik Yükleme Altında Deformasyon Geçmişi (Gupta ve diğ., 2001)

Dairesel boruya benzer şekilde, kare borunun geometrik parametreleri enerji emme davranışını etkileyen ana faktörlerdir. Yarı statik yükleme altında dikdörtgen pirinç ve alüminyum kolonların yanal çöküşünü araştıran Niknejad ve diğ. (2013), tarafından elde edilen sonuçlar, sütun kalınlığı arttıkça ve genişlik azaldıkça dikdörtgen bir kolon tarafından emilen özgül enerjinin arttığını ortaya koymuştur. Niknejad ve Rahmani (2014), yarı statik yükleme altında altıgen kolonların yanal ezilmesini incelediler. Bu çalışmada, kesitin ezme kuvvetini çıkarmak için altıgen kesitin köşelerinde bulunan 6 adet plastik menteşeden oluşan bir plastik deformasyon mekanizması benimsenmiştir. Borunun yanal yükünün borunun genişliği ve kalınlığı ile orantılı olduğu bulundu.

Wu ve Carney (1997) eliptik boruların yanal sıkışmasını araştırdılar. Eliptik bir tüpün ezilme veriminin ve enerji emme kapasitesinin daireesel tüpe göre daha yüksek olduğu bulundu.

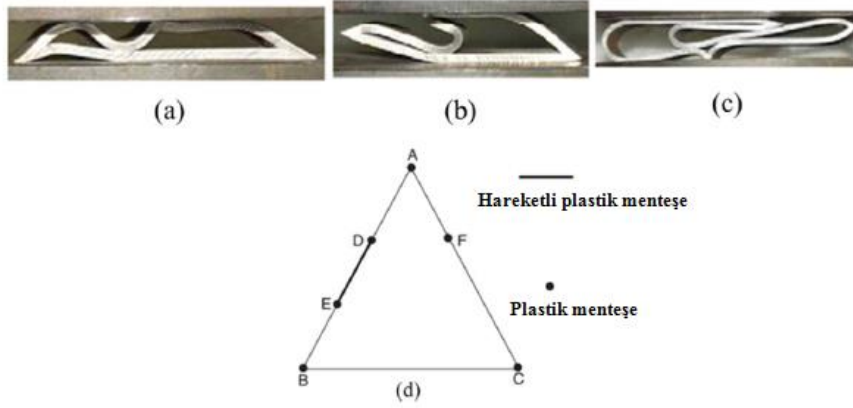
Baroutaji ve diğ. (2014), dikdörtgen tüplerin yanal sıkışmasını bildirmiştir. Şekil 3.17’de gösterildiği gibi, standart daireesel tüpün çap yönünde plastik olarak uzatılmasıyla bir dikdörtgen yapı oluşturulmuştur. Bu araştırmanın sonuçları, dikdörtgen bir tüpün eşdeğer kütleyle sahip daireesel bir tüpten daha kararlı ezilme tepkisi ve daha büyük enerji emme kapasitesi gösterdiğini göstermiştir.



Şekil 3.17. Dikdörtgen Bir Tüpün Hazırlama Prosedürü (a) İlk Dairesel Tüp- (b) Son Uzun Tüp (Baroutaji ve diğ., 2014)

Wang ve diğ. (2015), yarı statik yanal yükleme altında üçgen tüplerin yanal ezilme ve enerji soğurma davranışını inceledi. Sonuçlar, taban açısına dayalı olarak bu tür tüplerin üç ana kırma stilini gösterdi. 45.6°'den küçük taban açısına sahip tüpler, Şekil 3.18- a'da

gösterildiği gibi katlanmadan ezilirken, 72.6° den büyük taban açısına sahip tüpler, Şekil 3.18-c'de gösterildiği gibi katlanmıştır. Taban açısı $45,6^\circ$ ile $72,6^\circ$ arasında olan borular, Şekil 3.18-b'de gösterildiği gibi ezilme modeline sahiptir. Bu tüplerin ortalama ezme kuvvetini elde etmek için Şekil 3.18-d'de gösterildiği gibi bir plastik menteşe mekanizması benimsenmiştir.

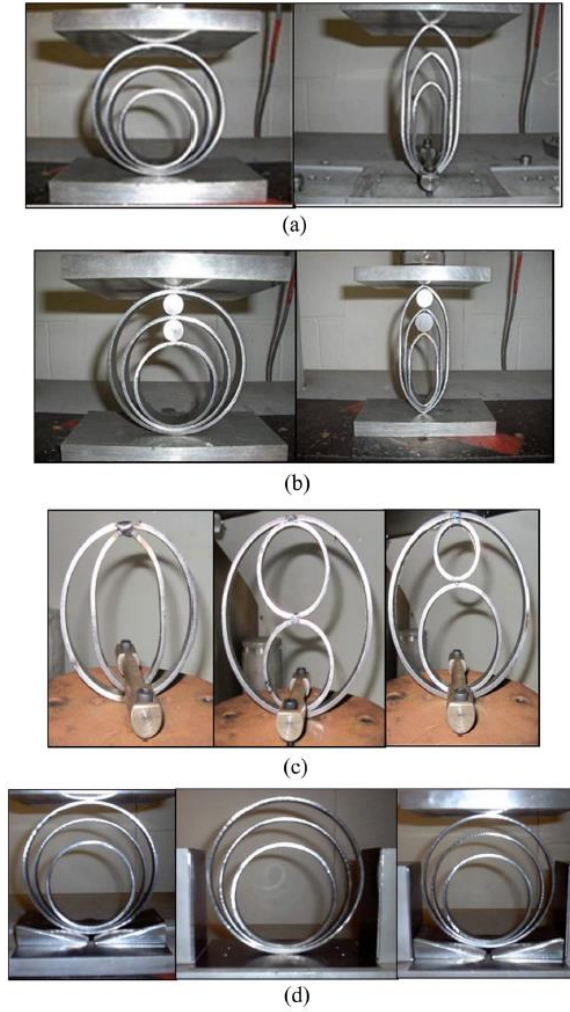


Şekil 3.18. Yanal Yükleme Altındaki Üçgen Boru İçin Çökme Modelleri ve Plastik Mafsallı Modeli (Wang ve diğ., 2015),

Yanal yüklü bir tüpte enerji soğurma kapasitesi sınırlıdır. Bu nedenle, daha büyük enerji emme kapasitesi gerektiren bazı uygulamaların tasarım gereksinimlerini karşılamak için, Birçok araştırmacı, arzu edilen enerji emme davranışına sahip boru şeklinde bir sistem oluşturmak için tüplerin birlikte istiflenebileceğini öne sürdü (Baroutaji ve diğ., 2016; Morris ve diğ., 2006, 2007; Olabi ve diğ., 2008; H. Wang ve diğ., 2015) . İç içe sistemler, aynı boşlukta birden fazla kırılabilir elemana sahip oldukları ve bu nedenle tek bir boruya göre birim uzunluk başına daha yüksek enerji emebildikleri için, sınırlı ezilme bölgesi olan uygulamalar için özellikle önemlidir (Baroutaji ve diğ., 2016).

Morris ve diğ. (2007), Şekil 3.19-a'da gösterildiği gibi, farklı çaplardaki dairesel veya dikdörtgen boruların bir araya getirildiği ve yarı statik yanıl yüklemeye altında rijit levha ile sıkıştırıldığı iç içe boru sistemleri önermiştir. Şekilden de görülebileceği gibi, bu iç içe sistemler, bileşenleri arasında sıralı deformasyonlara neden olan boşluklar içerir ve bu da deformasyon mesafesi boyunca monoton olmayan bir kuvvet artışına neden olur. Şekil 3.19-b'de gösterildiği gibi iç içe tüpler arasındaki boşluğa iki küçük çubuk yerleştirilerek, standart iç içe sistemlerin çökmesi sırasında fark edilen kuvvet-yer değiştirme tepkisindeki monoton olmayan artışı ortadan kaldırılabildiği bildirilmiştir. Optimize

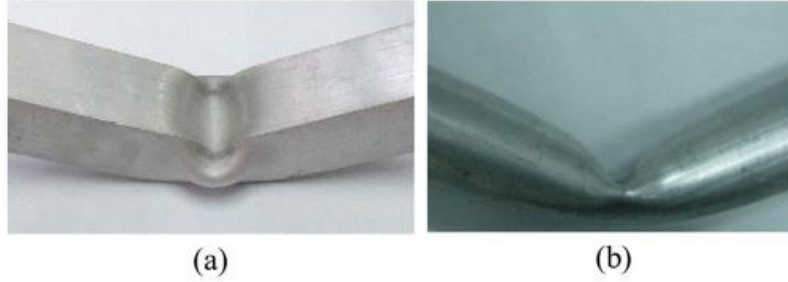
edilmiş iç içe sistemin, normal sistemden daha arzu edilen bir ezilme tepkisi gösterdiği bulundu. Baroutaji ve diğ. (2016), Şekil 3.19-c'de gösterildiği gibi iç içe geçmiş sistemlerin bileşenlerini, arzu edilen kuvvet-yer değiştirme tepkisini elde etmek için yükleme üzerine eşzamanlı olarak deforme olacak şekilde belirli şekillerde düzenledi. Yazarlar, iki özdeş iç boruya sahip iç içe geçmiş bir boru sisteminin (Şekil 3.19-c'deki orta sistem) en iyi enerji emme performansını sergilediğini bildirdi. İç içe geçmiş sistemin enerji emme kapasitesi, Şekil 3.19-d'de gösterildiği gibi, kısıtlı iç içe sistemlerin tepkilerini analiz eden Morris ve diğerleri (2006), tarafından gösterildiği gibi, dış kısıtlamalar kavramı uygulanarak önemli ölçüde arttırılabilir. Dış kısıtlamalara sahip iç içe geçmiş sistemlerin, dış kısıtlamalara sahip olmayanlara göre daha fazla enerji emdiği bulundu.



Şekil 3.19. Yanal Yükleme Altındaki Çeşitli İç İçe Tüp Sistemleri (a) Standart İç İçe Tüpler (b) Optimize Edilmiş İç İçe Tüpler (c) Tarafından Araştırılan İç İçe Tüpler (d) Dış Kısıtlamalara Sahip İç İçe Sistemler (Morris ve diğ., 2007)

3.2.2.4. Bükülme Çarpışma Durumu

Ön, arka ve yan taraftaki B sütunu, yan kapı kirişi, tamponun çapraz kirişi gibi pek çok otomobil bileşeni bir çarpışma sırasında eğilme modunda başarısız olabileceğinden, bir araba tasarlarken ince duvarlı yapıların bükülme davranışının araştırılması gerekir (Baroutaji ve diğ., 2017).



Şekil 3.20. Yanal Bükülme Altında İnce Duvarlı Borularının Deformasyon Modeli (a) Kare Boru- (b) Dairesel Boru (Z. Wang ve diğ., 2016)

İnce duvarlı yapıların eğilme çökmesini incelemek, eğilme mukavemetinin yükleme zımbasının şeklinden, boyutundan ve konumundan önemli ölçüde etkilenmesi nedeniyle eksenel tepkiden çok daha karmaşıktır (Z. Wang ve diğ., 2016). Boruların eğilerek çökmesi veya yanal girintisi, Şekil 3.20'de gösterildiği gibi borunun uzunlamasına eksenine dik bir noktasal yük uygulanmasını içerir.

İnce duvarlı yapının enine kesit şekli, eğilme yükü altında enerji emme davranışını etkiler. Tang ve diğ. (2016), dinamik yükleme altında dairesel, dikdörtgen, elips, yamuk ve şapka kesiti dahil olmak üzere farklı kesitlerin eğilme performansını karşılaştırdı. Eliptik tüpün plastik mafsal bölgesinde düz bir şekle deforme olmasının daha zor olduğu ve bu nedenle diğer tüplere göre daha iyi enerji emme davranışı gösterdiği bulundu.

Bükme yoluyla enerji emilimi, çok hücreli konfigürasyonu benimseyerek büyük ölçüde geliştirilebilir (Z. Wang ve diğ., 2016). Wang ve diğ. (2016), çok hücreli kare borunun bükülme çökmesini araştırdı. İnce duvarlı yapının çok hücreli konfigürasyonu, uzunlamasına yönde ve enine kesitte tanıtıldı. Boyuna yöndeki çok hücreli konfigürasyon, bölme plakaları kullanılarak oluşturulmuştur. Bu plakaların zımbanın altına bir plaka yerleştirildiğinde etkili olduğu bulundu. Öte yandan, enine kesitteki çok hücreli konfigürasyonun eğilme direncini arttırdığı bulundu. Enine kesitinde çift hücreli

bir t p, diğ r konfigürasyonlardan daha yüksek enerji soğurma  l   mleri sergiledi ve eğılme yüklemesi altında en etkili çok hücreli t p olarak kabul edildi.

 nce duvarlı yapının dereceli bir kalınlık konfigürasyonunun tanıtılması, bir yapının eğılme yükü altındaki direncini artırmanın başka bir yoludur (Sun ve diğ., 2015; Zhang ve diğ., 2016). Zhang ve diğ. (2016),  şlevsel olarak derecelendirilmiş kalınlıklı kare boruların eğılme tepkisini inceleyen, fonksiyonel olarak derecelendirilmiş kalınlıktaki borunun özgül enerji emiliminde (SEA), b k lme yükü altında uniform boruya göre %40 artış sunduğ nu bildirdi (Zhang ve diğ., 2016).

3.2.3. Dolgu Malzemelerinin  arpı ma Davranışları

Dolgu malzemelerinin asıl kullanım amacı, minimum kütleyi korurken çarpışma dayanıklılığı performanslarını iyileştirmektir. Fiber takviyeli poliamid, mantar, ahşap, poliüretan köpük, karbon nano poliüretan köpük ve metal köpük ince duvarlı yapılarda dolgu malzemesi olarak kullanılmıştır. Bu dolgu malzemeleri, neredeyse sabit kırma yükünde büyük ölçüde deforme olur ve bu nedenle bunların ince duvarlı yapıyla birlikte kullanılması, dolu tüpün enerji emme davranışını geliştirir (Baroutaji ve diğ., 2017).

3.2.3.1. Köpük Malzemenin Dinamik Davranışı

Tüm dolgu malzemesi türleri arasında, metalik ve polimerik köpük malzemeler, enerji emme özelliklerini geliştirme ve bir yapının ezilme tepkisini stabilize etme potansiyeli yüksek yeni nesil hafıf malzemeler olarak artan ilgi görmüştür. Dolgulu yapıların ağırlıkları ve yapısal verimleri, onları binek araçlarda olduğ  gibi mühendislik uygulamaları için pratik hale getirir (Baroutaji ve diğ., 2017).

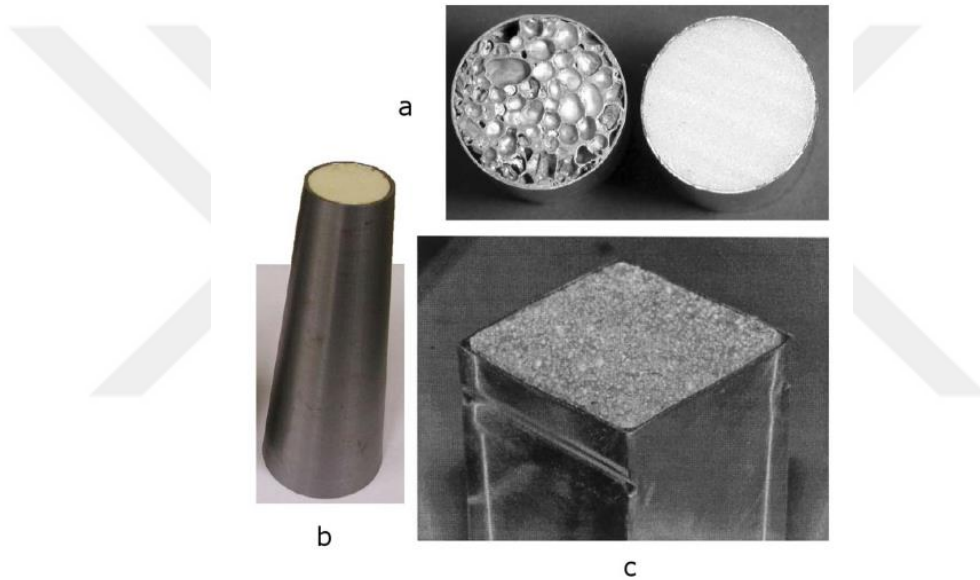
Bir köpüğün mekanik davranışının hücre mikro yapısına (hücre boyutu, hücre topolojisi, vb.), metalin özelliklerine ve hücresel malzemenin nispi yoğunluğ na bağlı olduğ  literatürde iyice yerle mi tir (Markaki ve Clyne, 2001). Hücre mikro yapısının köpük malzemelerinin davranışı üzerindeki etkisi temel olarak, köpük malzemesinin hücre seviyesindeki deformasyon mekanizmasının, hücre duvarının bükülmesi ve gerilmesi ve ardından akma sonrası aşamada b k lme ve yırtılma tarafından yönetilmesi gerçeğinden kaynaklanmaktadır (Gibson & Ashby, 1989).

Hücre duvarı eğilme mukavemeti, hücre boyutundan etkilenir, burada daha küçük hücre boyutu, hücre kenarlarının artan mukavemeti nedeniyle daha yüksek mukavemet sergiler (Brezny ve Green, 1990). Hücresel malzemelerin mekanik davranışı, hücre mikro yapısından etkilendiğinden, tek tip olmayan hücre duvarı kalınlığı, hücre boyutu varyasyonları, kırık hücre duvarları, hücre duvarı yanlış hizalamaları ve eksik hücreler gibi hücre mikro yapısındaki morfolojik kusurların, metalik köpüklerin mekanik davranışı üzerinde önemli bir etki (C. Chen ve diğ., 1999).

Genel olarak, hücresel malzemenin mekanik özellikleri köpüğün göreceli yoğunluğunun bir fonksiyonudur (Hanssen ve diğ., 2001). Köpük malzemesinin mekanik mukavemeti, köpüğün içindeki yığın malzemedeki artışa bağlı olarak nispi yoğunluğun artmasıyla artar (Bouix ve diğ., 2009). Hücresel bir malzemenin dinamik tepkisi, gerinim hızı etkisinden dolayı yarı statik muadilinden farklıdır. Hücresel malzemenin gerinim hızı hassasiyeti, hücresel malzemenin bağlı yoğunluğunun artmasıyla artar (Yi ve diğ., 2001). Hücresel materyalin makroskobik gerinim hızı duyarlılığı aşağıdaki gibi birçok kaynağa atfedilir (Zhao ve diğ., 2005).

Köpük malzemesinin gerinim oranı hassasiyeti, literatürde bazı çalışmalarda bildirildiği üzere hücre duvarını oluşturan temel malzemenin doğal gerinim oranı hassasiyetinden kaynaklandığı bildirildi (Tagarielli ve diğ., 2008). Köpük malzemesinin gerinim hızı duyarlılığı, hücresel malzemenin hücre duvarlarının dinamik burkulmasında mikro eylemsizliğin veya tek tek hücre duvarlarının eylemsizliğinin etkilerinden kaynaklandığı bildirildi (Baroutaji ve diğ., 2017; Tagarielli ve diğ., 2008). Tan ve diğ. (2015), orta gerinim oranı durumunda, küçük hücre boyutuna sahip kapalı hücreli alüminyum köpüğün, daha küçük hücrelerde artan mikro atalet etkileri nedeniyle, büyük hücre boyutuna göre gerinim hızına karşı daha duyarlı olduğunu bildirmiştir. Köpük malzemenin gerinim oranı hassasiyeti, literatürde bazı çalışmalarda tartışıldığı gibi peteklerde hapsolmuş havanın basıncının katkısına bağlı olabilir. Köpük malzemenin gerinim hızı hassasiyeti, yoğun darbe yükü (yüksek gerinim hızı) durumunda üretilebilen ve ezilmenin dinamik bir lokalizasyonuna neden olabilen şok dalgası etkilerinden kaynaklandığı bildirildi (Reid ve Peng, 1997; Tan ve diğ., 2005a, 2005b; Xu ve diğ., 2014).

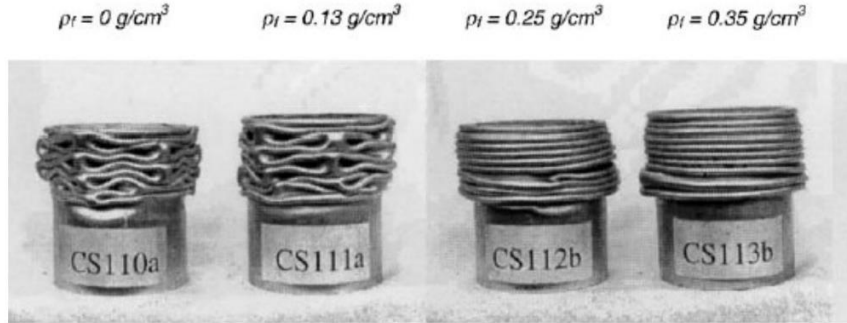
Köpük malzemelerin çarpışma dayanıklılığına ilişkin ilk araştırmalar, dinamik ve yarı statik eksenel yüklemeye tabi kare, dikdörtgen ve konik borularda dolgu malzemesi olarak bir poliüretan köpüğün kullanıldığı Reid ve diğ. (1986a, 1986b), tarafından gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, Şekil 3.21’de görüldüğü gibi, kare borular, altıgen ve sekizgen borular, dairesel borular, konik dikdörtgen borular, konik borular. Bu çalışmaların tümü, köpük malzemelerin çarpışma dayanıklılığı davranışında önemli gelişmeler olduğunu bildirdi (W. Chen, 2001; Hanssen ve diğ., 2000; Kavi ve diğ., 2006; Mirfendereski ve diğ., 2008; Seitzberger ve diğ., 2000; Toksoy ve Güden, 2005; Yan ve diğ., 2007; Zarei ve Kröger, 2008a).



Şekil 3.21. Tipik Köpük Dolgulu Tüpler A) Köpük Dolgulu Dairesel Tüpler (Al/Polistiren); -B) Köpük Dolgulu Konik Boru; -C) Köpük Dolgulu Dikdörtgen Boru (Baroutaji ve diğ., 2017)

Köpük dolgulu yapılarıdaki deformasyon modu, Şekil 3.22’de görüldüğü gibi, daha yüksek sayıda kat ile kompakt mod olma eğilimindedir (Asavavisithchai ve diğ., 2004; Hanssen ve diğ., 2000). Köpük tipi ve yoğunluğunun, Şekil 3.23’de görüldüğü üzere köpük dolgulu tüplerin deformasyon modunda meydana getirdiği değişiklikler, esas olarak ince duvarlı tüp ile dolgu malzemesi arasındaki etkileşimden kaynaklanmaktadır. (Asavavisithchai ve diğ., 2004; Baroutaji ve diğ., 2017; Hanssen ve diğ., 2000). Köpük dolgulu bileşenlerdeki deformasyon modu değişimi iki nedene bağlanmaktadır; ilk olarak, bir ince duvarlı yapının içinde köpük dolgu maddesinin bulunması, dışa ve içe katlanmaya karşı daha fazla direnç üretir ve bu nedenle, ilerleyen eksenel çökme sırasında

plastik kat dalga boyu azalır ve kat sayısı artar ve ikincisi, dolgu malzemesi ile boru duvarı arasındaki arayüzey sürtünme gerilimidir (Asavavisithchai ve diğ., 2004; Hanssen ve diğ., 2000; Toksoy & Güden, 2005).



Şekil 3.22. Köpük Dolgulu Yuvarlak Boruların Deformasyon Modları (Asavavisithchai ve diğ., 2004; Hanssen ve diğ., 2000)



Şekil 3.23. Akordeon ve Elmas Deformasyon Modları, Üç Farklı Uzunlukta Köpük Dolu Tüpler ve Boş Tüpler (Asavavisithchai ve diğ., 2004; Hanssen ve diğ., 2000)

Köpük dolgulu bileşenlerdeki bir dolgu malzemesinin yoğunluğu, yapının ezilme ve enerji emme davranışını kontrol eden en etkili faktördür. Genel olarak, daha yüksek köpük yoğunluğuna sahip bir köpük dolgulu ince duvarlı yapı, daha yüksek enerji emme kapasitesi sergiler (Mirfendereski ve diğ., 2008; Onsalung ve diğ., 2010). Bununla birlikte, köpük yoğunluğunun optimal bir değerin üzerine çıkarılması, küresel eğilme deformasyon modu, düşük ağırlık etkinliği ve erken çekme kopması gibi birçok ciddi sonuca yol açabildiği bildirildi (Reid ve diğ., 1986; Santosa & Wierzbicki, 1998a;

Seitzberger ve diğ., 1997). Reid ve diğ. (1986), 320 kg/m³'ten daha yüksek bir yoğunluğa sahip poliüretan köpüğün kullanılmasının, köpük dolgulu kare borularda küresel bükülmeye neden olabileceğini bulmuşlardır. Seitzberger ve diğ. (1997), köpük dolgulu dairesel tüplerde 0,7 g/cm³ yoğunluğa sahip bir alüminyum köpüğün kullanılmasının, Şekil 3.24'te gösterildiği gibi küresel bükülmeye neden olabileceğini bildirdi. İlgili çalışmada yazarlar, 0,6–0,7 g/cm³'ten düşük köpük yoğunluğunun kullanılmasının köpük dolgulu dairesel borularda küresel bükülme özelliklerini önlediğini bildirdiler. Onsalung ve diğ. (2010), tarafından elde edilen sonuçlarda 200 kg/m³ köpük yoğunluğuna sahip dolu bir tüpün, 300 kg/m³ yoğunluğuna sahip bir tüpe göre daha yüksek özgül enerji absorpsiyonu sunduğunu belirtmişlerdir. Thornton ve diğ. (1983), köpük yoğunluğu 220 kg/m³'ten yüksek olduğunda poliüretan köpükle doldurulmuş ağırlık etkinliğinin azalma eğiliminde olduğunu bulmuşlardır.



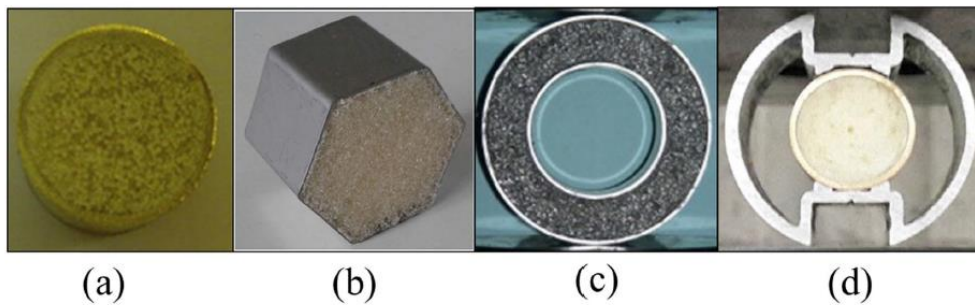
Şekil 3.24. Eksenel Olarak Ezilmiş Köpük Dolgulu Dairesel Borularda Küresel Bükülme (Seitzberger ve diğ., 1997)

Köpük dolgulu tüplerin performansı birçok çalışmada eğik yükleme altında da değerlendirilmiştir. Genel olarak, köpük dolgulu tüplerin pik yükü ve ortalama yükü dahil olmak üzere enerji emme parametreleri, yük açısının artmasıyla önemli ölçüde azalır (Børvik ve diğ., 2003; Reyes ve diğ., 2004). Küresel bükülme modu, enerji emme kapasitesinde büyük bir azalmaya neden olan bu tür bileşenler için baskın moddur (Børvik ve diğ., 2003; Shahbeyk ve diğ., 2005). Köpük yoğunluğunun, daha yüksek özgül enerji absorpsiyonu ve daha yüksek tepe yükleri sağladığı eğik yükleme altında köpük dolgulu tüpün çarpışmaya dayanıklılık davranışı üzerinde bir etkisi vardır. Bununla birlikte, daha yüksek köpük yoğunluğuna sahip köpük dolgulu bileşenler, daha küçük bir

yüklemeye açısı altında küresel bir bükölme moduna girer (Baroutaji ve diğ., 2017; Shahbeyk ve diğ., 2005).

Köpük dolgulu tüpler için genel eğilim, köpüğün eğik yüklemeye altında çarpışma dayanıklılığı davranışı için herhangi bir avantaj sağlamaması ve boş tüplerin bu tür yüklemeye koşullarında dolu tüplerden daha iyi performans göstermesidir (Børvik ve diğ., 2003; Reyes ve diğ., 2004). Ahmed ve diğ. (2010), eğik darbe yüklemesi altında boş ve poliüretan köpük dolgulu konik ince duvarlı yapıların enerji emme tepkilerini inceleyen, köpük dolgulu konik boruların hem eğik hem de eksenel darbe yüklerini etkili bir şekilde absorbe edebildiğini ve daha az küresel eğilme deformasyon modu oluşturduğunu bildirdiler. İlgili çalışmada yazarlar, 5°'den büyük yarı apikal açuya sahip konik tüpler kullanılarak küresel bükölme modunun önlenileceğini bildirdi. Bu tür bileşenlerdeki köpük, yapının bükölme davranışına karşı daha fazla direnç üreterek bu bileşenlerin küresel bükölme modu için daha az eğilim göstermesini sağladığı tespit edilmiştir (Ahmad ve diğ., 2010).

Şekil 3.25'da gösterildiği gibi yanal yüklemeye altında köpük dolgulu ince duvarlı yapıların çeşitli şekillerinin çarpışmaya dayanıklılık performansı da literatürde bildirilmiştir. Niknejad ve diğ. (2012), yarı statik yüklemeye altında poliüretan köpükle doldurulmuş dairesel boruların yanal ezilmesi üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirdi. Deneysel sonuçlar, poliüretan köpüğün kullanılmasının, köpük dolu tüplerin boş olanlardan daha yüksek enerji emilimi sergilediği yanal yüklemeye altında dairesel tüplerin enerji emme özelliklerini geliştirdiğini ortaya koydu.



Şekil 3.25. Yanal ezilmiş köpük dolgulu tüpler; (a) poliüretan köpük dolgulu Yuvarlak boru- (b) poliüretan Köpük dolgulu altıgen boru- (c) sandviç tüp- (d) iç içe köpük dolgulu boru (Niknejad ve diğ.,2012; Niknejad ve Rahmani, 2014; Niknejad ve Orojloo, 2016)

Yanal olarak sıkıştırılmış altıgen sütunlar Niknejad ve Rahmani (2014) tarafından incelenmiştir. Pirinç alaşımı, çelik ve galvanizli demir malzemelerden imal edilmiş boş ve poliüretan köpük dolgulu tüpler, yarı statik yanal yükleme altında test edildi. Köpük dolgunun, dolgu malzemesinin plato gerilimini arttırarak yanal yükün arttığı bu kolonun yanal çökmesi üzerinde bir etkiye sahip olduğu gösterilmiştir.

Fan ve diğ. (2011), alüminyum alaşımı ve alüminyum köpükten yapılmış sandviç tüplerin yanal sıkıştırması üzerine deneysel bir araştırma yürütmüştür. Sandviç boruların yanal çökmesinde şu şekilde üç tip deformasyon mekanizması gözlemlendi: sıralı çökme paterni, eşzamanlı çökme paterni ve köpük çekirdeğin kırılmasıyla eş zamanlı çökme paterni. Sonuçlar, sandviç boruların gelişmiş ezilme mukavemetine ve enerji emme davranışına sahip olduğunu gösterdi.

Fan ve diğ. (2013), sandviç yapıların dinamik yanal ezilmelerini bildirmiştir. Sonuçlar, sandviç yapıların kritik darbe hızı olarak adlandırılan belirli bir değerden daha düşük bir darbe hızına maruz kaldığında, yarı statik yükleme durumunda gözlemlenenlerle karşılaştırılabilir deformasyon modları ve enerji emme ölçümleri sergilediğini ortaya koydu. Kritikten daha yüksek bir darbe hızı kullanıldığında, sandviç tüpler yarı statik durumunda emilenden daha fazla miktarda enerji emmiştir.

Niknejad ve Orojloo (2016), Şekil 3.25-d'de gösterildiği gibi özel bir enine kesite sahip iç içe geçmiş köpük dolgulu tüp sistemlerinin yanal çökmesini incelediler. Yivli kısım için alüminyum alaşımı, iç dairesel boru için alüminyum alaşımı ve pirinç alaşımı ve dolgu malzemesi olarak poliüretan köpük kullanılmıştır. Yükleme açısı, dolgu malzemesi, iç lastik malzemesi ve yerleştirme düzeninin sistemin tepkisi üzerindeki etkisini araştırmak için deneysel araştırmalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, yivli kısım ve poliüretan köpük dolgulu alüminyum borudan oluşan ve sıfır yükleme açısı durumuna göre yönlendirilmiş iç içe bir sistemin en yüksek özgül enerji absorpsiyonuna sahip olduğunu göstermiştir.

Eğilme yüklemesine maruz kalan köpük dolgulu ince duvarlı yapıların ezilme ve enerji emme tepkileri, kare ve dairesel kesitler için incelenmiştir. Diğer deformasyon modlarında olduğu gibi, ince duvarlı yapıların bir köpük malzeme ile doldurulması bükülme mukavemetini önemli ölçüde artırmış ve doldurulmuş yapının enerji emme

performansını iyileştirdiği belirtilmiştir (Duarte ve diğ., 2014; Z. Li ve diğ., 2013; Santosa ve Wierzbicki, 1999; Zarei ve Kröger, 2008b).

Genel olarak, köpüğün varlığı, içeriden ek destek sağlayarak yerel girintiyi geciktirmede önemli bir rol oynar (Z. Li ve diğ., 2013). Ayrıca, köpük dolgu maddesi ile boru duvarı arasındaki sürtünme etkisi, köpükle doldurulmuş borunun ezme yüklerini, köpüğün ve ince duvarlı borunun ayrı ayrı kırma yüklerinin toplamından daha büyük hale getirir (Duarte ve diğ., 2014).

Bal peteği dolgulu bir tüp, eksenel yük altında içi boş bir tüpe göre daha iyi çarpışma dayanıklılığı performansı ve daha yüksek enerji absorpsiyon ölçümleri sergilediği bildirilmiştir (Hussein ve diğ., 2017; Santosa ve Wierzbicki, 1998b). Santosa ve Wierzbicki (1998b), bir ince duvarlı yapıyı alüminyum bal peteği ile doldurmanın, alüminyum köpük dolgu kullanmaktan daha verimli olduğunu bildirmiştir. Bunun başlıca nedeni peteklerin aynı hacim için alüminyum köpüğe göre daha düşük bir yoğunluğa sahip olması ve dolayısıyla alüminyum köpüğe göre daha yüksek mukavemet/ağırlık oranı sunmasıdır. Poliüretan köpük ve/veya alüminyum petekle doldurulmuş kare alüminyum tüplerin eksenel olarak ezilmesi üzerine deneysel bir araştırma yürüten Hussein ve diğ. (2017), poliüretan köpükle doldurulmuş bir tüpün petekle doldurulmuş bir tüpten daha yüksek enerji absorpsiyon ölçümleri verdiğini bulmuşlardır ve böylece poliüretan köpük dolgunun petek dolguya göre daha etkili olduğu sonucuna varılmıştır.

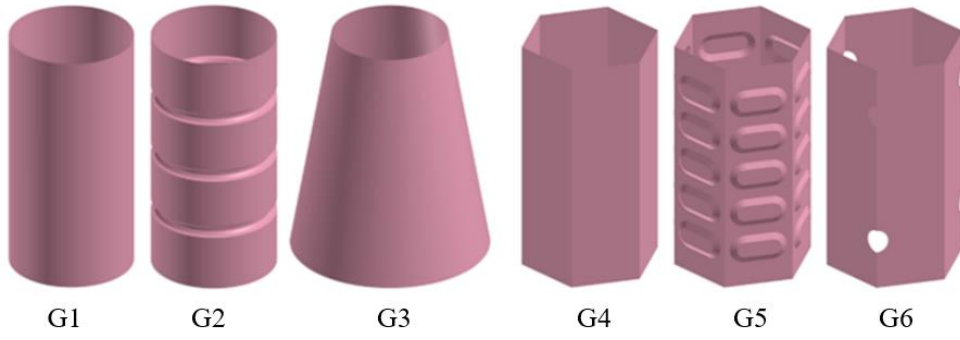
Petek dolgu, aynı zamanda, eğilme yükü altında kare boruların çarpışmaya dayanıklılık davranışını geliştirmek için de kullanılmıştır (Santosa ve Wierzbicki, 1999). Petek dolgunun borunun kalınlığını arttırmaya tercih edildiği ve petek dolgulu borunun bükülme yükü altında alüminyum köpük dolgulu boruya göre daha yüksek özgül enerji absorpsiyonu yaptığı bildirilmiştir (Santosa ve Wierzbicki, 1999). Peteğin enerji soğurma davranışı, çekirdek için fonksiyonel olarak kademeli bir konfigürasyon benimsenerek daha da geliştirilebilir. Bu tür bir dolgunun ana avantajı, tepe kırma kuvvetini artırmadan enerji emme kabiliyetini geliştirme yeteneğidir (Zhu ve diğ., 2016).

4. TASARIM, MALZEME VE YÖNTEM

Tez çalışması kapsamında literatürde sıklıkla karşılaştırılan geometrik modeller belirlenmiştir. Belirlenen dairesel ve altıgen kesitli iki geometrik yapının olağan hallerini referans durum kabul edip bazı geometrik değişiklikler yapılmıştır. İlgili geometriler için üç farklı malzeme ve dört farklı kesit kalınlığında incelemeler yapılmıştır. Daha sonrasında aynı sınır koşullarında ve aynı geometrik ve malzeme değişkenlerinde enerji yutucuların alüminyum köpük malzemesi ile doldurulduğu durumun simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

4.1. Geometriler, Sonlu Eleman Modelleri ve Simülasyon Şartları

Dairesel ve altıgen yapıda geometriler referans durum kabul edilmiştir. Bu referans geometriler bazı değişiklikler uygulayarak 6 farklı geometrik yapının yüzey modellemesi Catia V5 ile yapılmıştır. Dairesel kesitli geometri için yapı üzerine oyuklar açma ve yapıya koniklik açısı verme, altıgen kesitli yapı için ise yapı üzerinde kabartma yüzeyler ile yapıda bazı boşaltmalar yapılmıştır. Yüzey modelleri oluşturulduktan sonra geometriler PAM-CRASH çözücüsünün ön işlem modüllerinden olan Visual Mesh yazılımına aktarılmıştır. Burada enerji yutucuların eleman büyüklüğü 1mm ile 5mm arasında farklı büyüklüklerde sonlu eleman modelleri oluşturulmuştur. Ve daha sonrasında Visual Performance Solution yazılımına aktarılarak ilk simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Analiz çözümü için geçen zaman ve sonuç doğruluğu gözetildiğinde 3 mm eleman büyüklüğünün ideal olduğu belirlenmiş ve tüm sonlu elemanlar modellerinde bu eleman büyüklüğü kullanılmıştır. Sonlu eleman modelleri oluşturulurken 4 düğüm noktasından oluşan ve her bir düğüm noktasında 6 serbestlik derecesine sahip Belytschko-Tsay kabuk (shell) eleman modeli kullanılmıştır. Bu kabuk elemanların kesitinde her 1 mm et kalınlığına karşılık 5 integrasyon noktası uygulanmıştır. Enerji yutucunun sabitleneceği yüzey ile enerji yutucuya çarpıp deformasyon oluşturacak yüzeyler de Catia V5 ile oluşturulmuştur. Bu yüzeyler için de enerji yutucularda uygulanan sonlu eleman tipi uygulanmıştır. Kullanılacak olan alüminyum köpük geometrileri için 3 mm kenar uzunluğu olan 6 yüzlü ve 8 düğüm noktasından oluşan 3 boyutlu elemanlar kullanılmıştır.

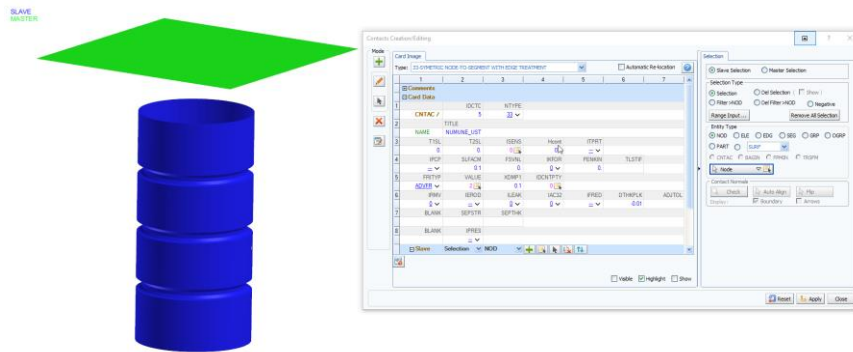


Şekil 4.1. Dairesel ve Altıgen Kesitli Enerji Yutucular

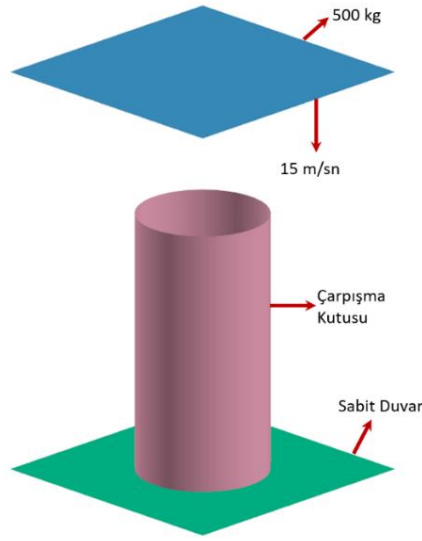
Visual Mesh yazılımı içerisinde sonlu eleman modelleri oluşturulan geometriler Visual Performance Solution ortamına aktarılır. Burada ilk olarak enerji yutuculara daha önceden belirlenen et kalınlığı değerleri girilir. Simülasyonlarda kullanılan et kalınlıkları 1mm, 1.5mm, 2mm, 2.5mm olarak belirlenmiştir.

Enerji yutucuların sabitleme işlemi için enerji yutucunun alt kısmında yer alan düz duvar ile enerji yutucunun düğüm noktaları arasında ‘tied’ eleman olarak ifade edilen 1 boyutlu yapılar oluşturulmuştur. Enerji yutucunun bağlandığı yapının düğüm noktaları 6 serbestlik derecesinde sabitlenmiştir. Enerji yutucuda deformasyon oluşturacak rijit duvar için kütle ve hız tanımlamaları yapılmıştır. Simülasyon 500 kg bir rijit duvarın 15m/s hızla enerji yutucuya çarpması şeklinde kurgulanmıştır.

Enerji yutucuların kendi üzerinde katlanmalarını kontrol etmek için Visual Performance Solution içerisinde yer alan ‘self impacting node to segment’ kontak tip 36 algoritması kullanılmıştır. Benzer şekilde enerji yutucunun rijit duvarlar ve köpük dolgusu ile arasındaki teması kontrol etmek için ‘symetric node to segment’ kontak tip 33 kullanılmıştır.



Şekil 4.2. Kontak Tanımlamasına Ait Görsel



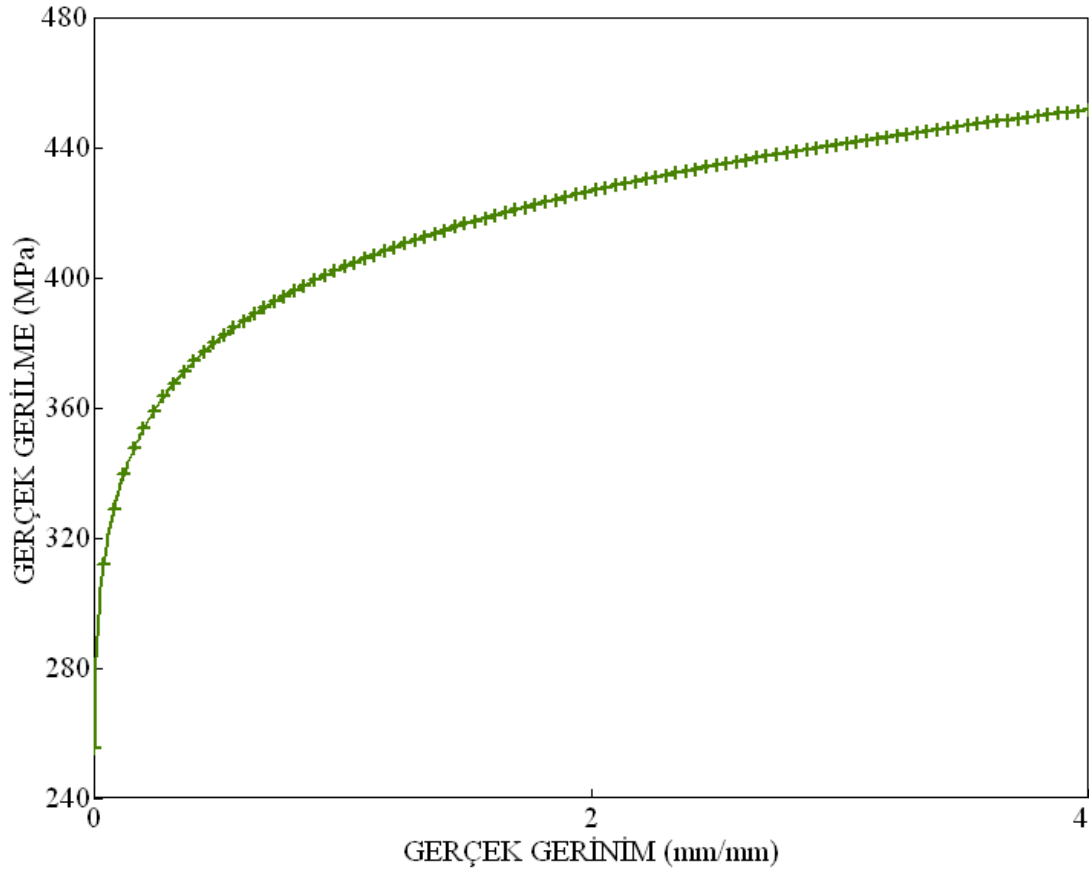
Şekil 4.3. Enerji Yutucunun Sonlu Elemanlar Modeli ve Çarpışma Durumu Sınır Koşulları

4.2. Malzeme kartlarının oluşturulması

Simülasyonlarda kullanılacak malzeme kartları için ilk olarak kullanılacak malzeme modeli yapısı belirlenmiştir. Enerji yutucular için Visual Performance Solution içerisinde yer alan malzeme modellerinden “elastic plastic iterative hill” malzeme modeli olan tip 103 seçilmiştir. Köpük malzeme modeli olarak ise yazılımın malzeme modellerinden “general nonlinear strain rate dependent foam with optional energy absorption” malzeme modeli olan tip 45 seçilmiştir. Enerji yutucuların malzeme kartları için kullanılacak olan alaşımların kompozisyon bilgisi, tane boyutu ve ısıtma işlemi gibi özellikleri belirlenmiştir. Belirlenen özellikler kullanılarak JMatPro yazılımında her bir malzeme için farklı şekil değiştirme hızlarında gerilim – gerinim eğrileri hesaplatılmıştır. Daha sonrasında bu eğriler Visual Performance Solution yazılımına aktarılmıştır. Simülasyonda kullanılacak olan malzemeler S235, Al 6082 -T6 ve DP600 olarak belirlenmiştir.

Tablo 4.1. Kullanılan Malzemelere Ait Özellikler

Malzeme	Yoğunluk (kg/m ³)	Elastik Modülü (GPa)	Poisson Oranı (ν)
S235	7,83	210	0,300
Al 6082- T6	2,73	74	0,340
DP 600	7,83	212	0,288
Al Köpük	0.628	0,806	0

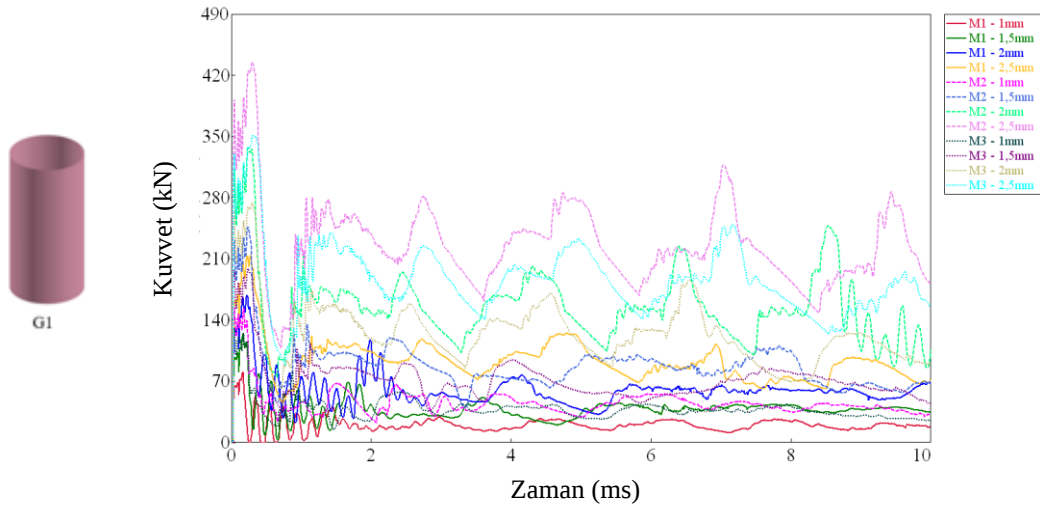


Şekil 4.4. Alüminyum Malzemeye Ait Gerilme-Gerinim Eğrisi Örneği

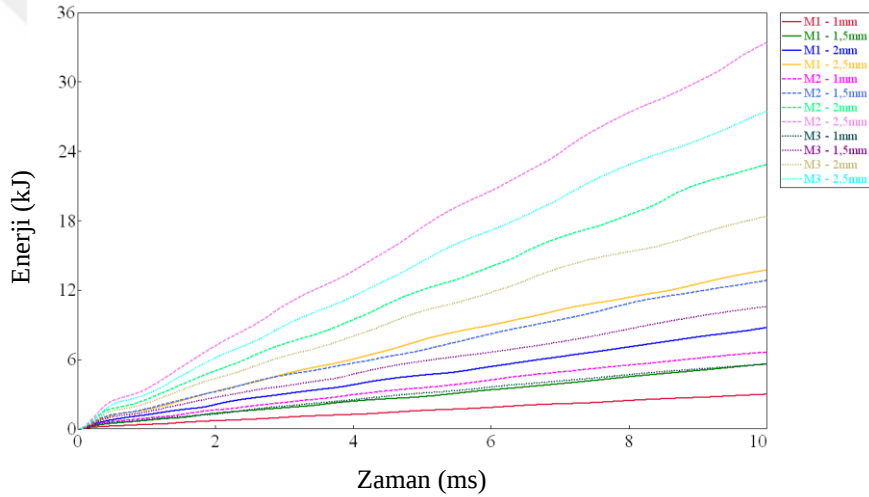
4.3. Çarpışma Simülasyonları ve Sonuçlar

Simülasyonlar bütün modellerde enerji yutucuların 150 mm'lik ezilme miktarı için ele alınmış ve buna göre toplam enerji emilimi, birim kütle başına emilen enerji, maksimum (pik) ezilme kuvveti, ortalama ezilme kuvveti ve ezilme kuvveti verimi hesaplanmıştır. Enerji yutucular sabit bir deformasyon miktarı için kıyaslandığından, analiz süreleri her modelde farklılık göstermiştir.

Enerji yutucular, sönümlendiği enerji ve maksimum kuvvet üzerinden aşağıdaki grafiklerde kıyaslanmıştır. 'G1' kısaltması 'Geometri 1', grafiklerde yer alan 'M1 – 1mm' kısaltması ise 'Malzeme 1 ve et kalınlığı 1mm' olan versiyonu ifade etmektedir. 'M1' ifadesi Al 6082 -T6 malzemesini, 'M2' ifadesi DP600 malzemesini ve 'M3' ifadesi S235 malzemesini tanımlamaktadır. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'de düz dairesel kesitli enerji yutucu modeli olan G1'in üç farklı malzeme ve dört farklı et kalınlığı kullanılarak enerji yutucunun ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



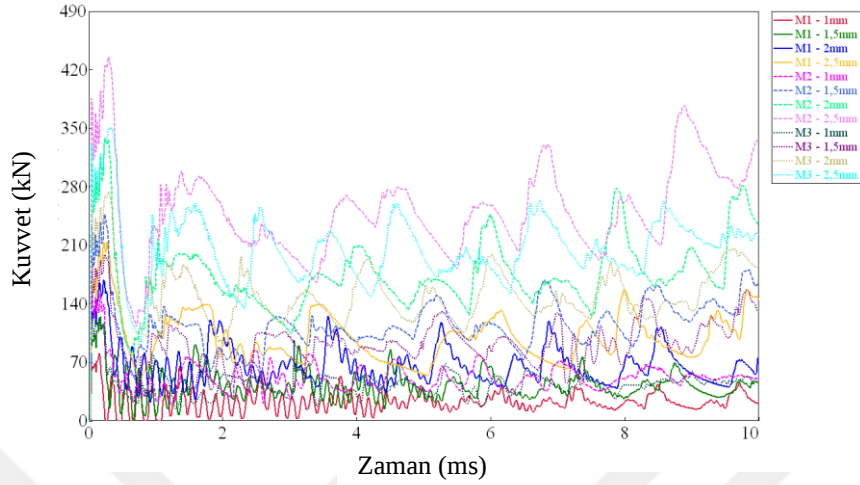
Şekil 4.5. G1 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği



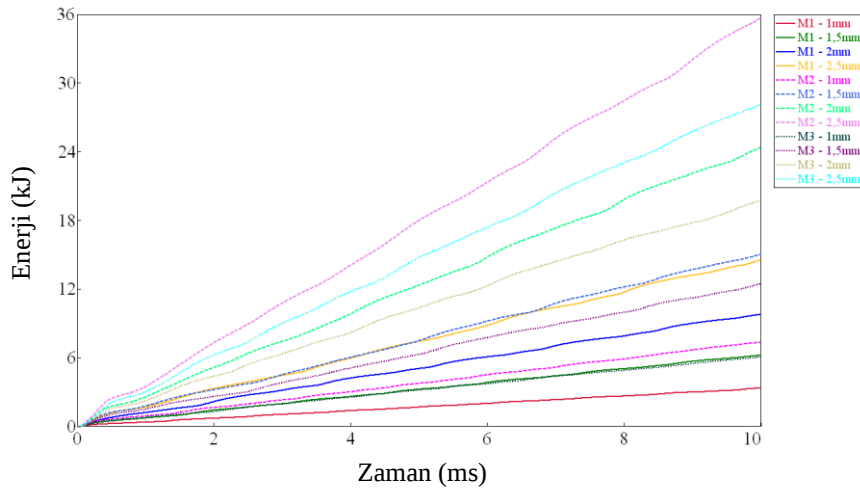
Şekil 4.6. G1 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

G1 enerji yutucusu için tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri M1 malzemesinde 1mm et kalınlığında en yüksek maksimum kuvvet değeri ise M2 malzemesinde 2,5mm et kalınlığında olduğu gözlenmiştir. En düşük ve en yüksek enerji sönümleme miktarları yine M1 malzemesi 1mm et kalınlığı ile M2 malzemesi 2,5mm et kalınlığında gözlenmiştir. Et kalınlığının artması nispeten daha düşük dayanıma sahip malzemelerin, nispeten yüksek dayanıma sahip fakat düşük et kalınlıklı malzemelere kıyasla ezilme kuvveti ve sönümlenen enerji miktarlarında artış olduğu gözlenmiştir.

Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de G1 enerji yutucu modelinin köpük dolgulu versiyonunun ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.7. G1 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği



Şekil 4.8. G1 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

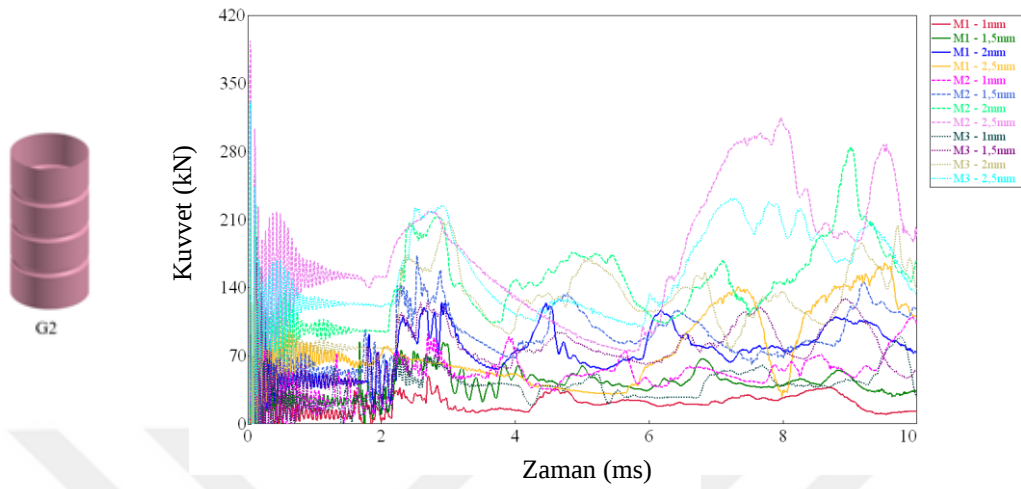
G1 enerji yutucunun köpük dolgulu versiyonunda maksimum ezilme kuvveti değerlerinin enerji yutucunun içi boş durumuna göre benzer sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri, en yüksek maksimum kuvvet değeri, en düşük ve en yüksek enerji sönümlenme miktarlarının olduğu malzeme ve kalınlık, içi boş enerji yutucudaki ile aynı olduğu tespit edilmiştir. Kullanılan köpük dolgu malzemesi sayesinde tüm malzeme ve kalınlıklarda sönümlenen toplam enerji

miktarlarının içi boş versiyona kıyasla arttığı tespit edilmiştir. Sönümlenen enerji miktarlarında maksimum artış yaklaşık %18 ile M3 malzemesi ve t=1,5mm olan durumda gözlenmiştir.

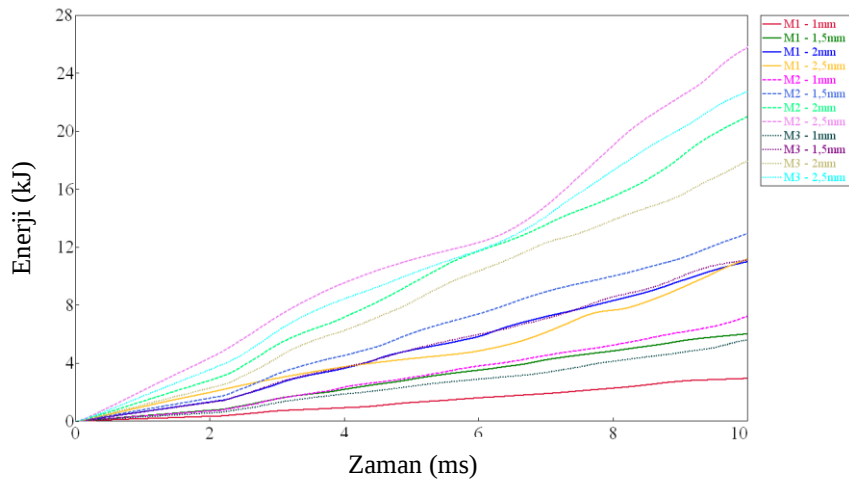
Tablo 4.2. G1 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları

	Malzeme	Et Kalınlığı	Kuvvet (kN)	Ortalama Ezilme Kuvveti (kN)	Ezilme Kuvveti Verimi (%)	Özgül Enerji Sönümleme (kJ/kg)	Enerji(kJ)
G1 - KÖPÜK DOLGUSUZ	M1	1 mm	80,776	19,927	0,247	17,428	2,989
		1,5mm	124,406	37,387	0,301	21,799	5,608
		2 mm	168,730	58,440	0,346	25,556	8,766
		2,5 mm	214,900	91,600	0,426	32,046	13,740
	M2	1 mm	155,590	44,187	0,284	13,188	6,628
		1,5mm	247,360	85,560	0,346	17,024	12,834
		2 mm	336,986	152,367	0,452	22,738	22,855
		2,5 mm	435,030	222,660	0,512	26,582	33,399
	M3	1 mm	131,203	37,167	0,283	11,334	5,575
		1,5mm	199,148	70,380	0,353	14,308	10,557
		2 mm	273,848	122,487	0,447	18,676	18,373
		2,5 mm	350,944	183,207	0,522	22,347	27,481
G1 - KÖPÜK DOLGULU	M1	1 mm	80,620	22,300	0,277	19,504	3,345
		1,5mm	123,146	41,453	0,337	24,170	6,218
		2 mm	168,373	65,247	0,388	28,533	9,787
		2,5 mm	213,372	96,947	0,454	33,916	14,542
	M2	1 mm	154,716	49,013	0,317	14,629	7,352
		1,5mm	246,441	100,120	0,406	19,921	15,018
		2 mm	336,986	162,493	0,482	24,249	24,374
		2,5 mm	435,026	237,887	0,547	28,400	35,683
	M3	1 mm	131,203	40,340	0,307	12,301	6,051
		1,5mm	199,051	82,980	0,417	16,869	12,447
		2 mm	273,818	131,680	0,481	20,077	19,752
		2,5 mm	350,818	187,313	0,534	22,848	28,097

Şekil 4.9 ve Şekil 4.10’da G2 enerji yutucu modelinin ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.9. G2 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği

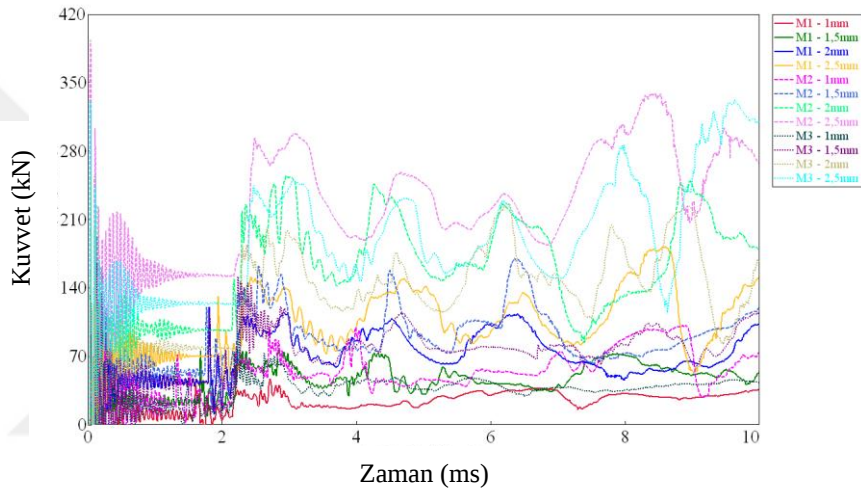


Şekil 4.10. G2 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

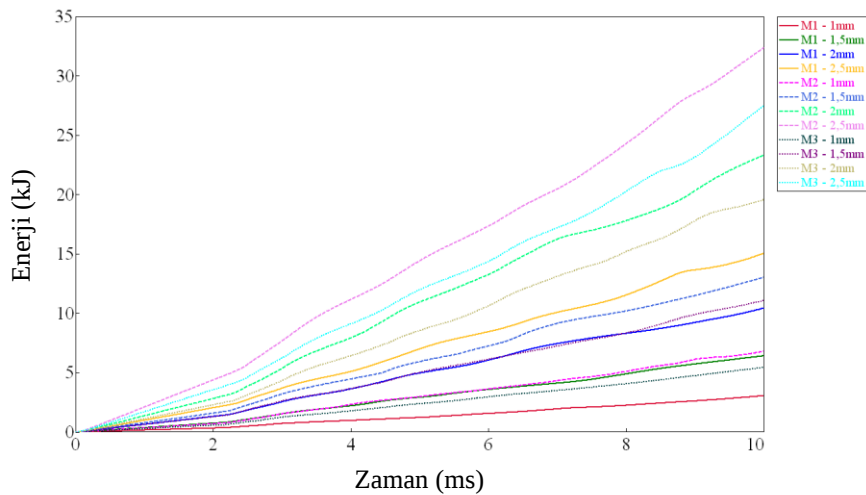
G2 enerji yutucusu için tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri M1 malzemesinde 1mm et kalınlığında en yüksek maksimum kuvvet değeri ise M2 malzemesinde 2,5mm et kalınlığında olduğu gözlenmiştir. En düşük ve en yüksek enerji sönümlenme miktarları yine M1 malzemesi 1mm et kalınlığı ile M2 malzemesi 2,5mm et kalınlığında gözlenmiştir. Et kalınlığının artması nispeten daha düşük dayanıma sahip malzemelerin, nispeten yüksek dayanıma sahip fakat düşük et kalınlıklı malzemelere kıyasla daha düşük maksimum kuvvet değerleri ile sonuçlanmıştır.

kıyasla ezilme kuvveti ve sönümlenen enerji miktarlarında artış olduğu gözlenmiştir. G2 enerji yutucu modelinde kuvvet-zaman grafiğindeki davranış farklılığının model üzerinde açılmış olan oyukların ilk olarak ezilmeye maruz kalması sonucunda deformasyon davranışı üzerinde değişiklik yaratmasından kaynaklandığı tespit edilmiştir. G1 modeline kıyasla G2 modelinde maksimum ezilme kuvveti ve sönümlenen toplam enerji miktarlarında azalma olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de G2 enerji yutucu modelinin köpük dolgulu versiyonunun ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.11. G2 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği



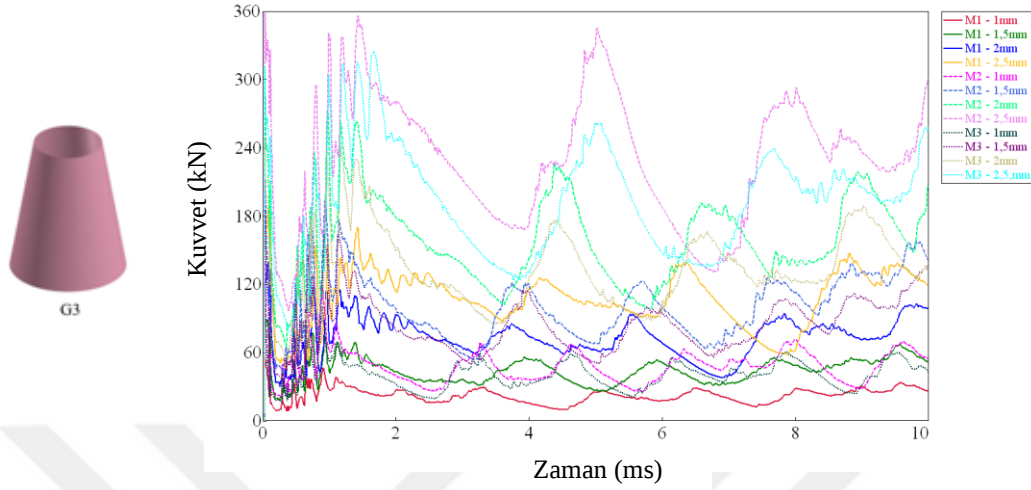
Şekil 4.12. G2 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

G2 enerji yutucunun köpük dolgulu versiyonunda maksimum ezilme kuvveti değerlerinin enerji yutucunun içi boş durumuna göre benzer sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri, en yüksek maksimum kuvvet değeri, en düşük ve en yüksek enerji sönümleme miktarlarının olduğu malzeme ve kalınlık içi boş enerji yutucudaki ile aynı olduğu tespit edilmiştir. Kullanılan köpük dolgu malzemesi sayesinde tüm malzeme ve kalınlıklarda sönümlenen toplam enerji miktarlarının içi boş versiyona kıyasla arttığı tespit edilmiştir. Sönümlenen enerji miktarlarında maksimum artış yaklaşık %35 ile M1 malzemesi ve t=2,5mm olan durumda gözlenmiştir.

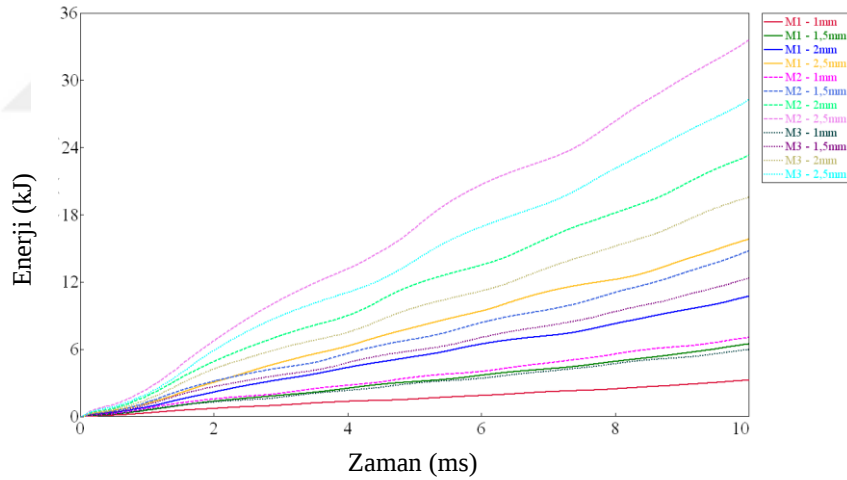
Tablo 4.3. G2 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları

	Malzeme	Et Kalınlığı	Kuvvet (kN)	Ortalama Ezilme Kuvveti (kN)	Ezilme Kuvveti Verimi (%)	Özgül Enerji Sönümleme (kJ/kg)	Enerji(kJ)
G2 - KÖPÜK DOLGUSUZ	M1	1 mm	62,307	19,607	0,315	16,065	2,941
		1,5mm	93,635	40,180	0,429	21,948	6,027
		2 mm	124,868	73,327	0,587	30,040	10,999
		2,5 mm	165,415	74,540	0,451	24,430	11,181
	M2	1 mm	157,225	48,273	0,307	13,497	7,241
		1,5mm	236,258	86,287	0,365	16,084	12,943
		2 mm	314,940	140,053	0,445	19,580	21,008
		2,5 mm	393,416	171,900	0,437	19,225	25,785
	M3	1 mm	131,947	37,240	0,282	10,638	5,586
		1,5mm	198,227	74,480	0,376	14,185	11,172
		2 mm	264,732	119,760	0,452	17,106	17,964
		2,5 mm	331,198	151,580	0,458	17,321	22,737
G2 - KÖPÜK DOLGULU	M1	1 mm	62,307	20,373	0,327	16,693	3,056
		1,5mm	93,635	42,780	0,457	23,368	6,417
		2 mm	124,831	69,633	0,558	28,527	10,445
		2,5 mm	182,108	100,400	0,551	32,905	15,060
	M2	1 mm	157,225	45,313	0,288	12,670	6,797
		1,5mm	236,258	86,987	0,368	16,214	13,048
		2 mm	314,940	155,527	0,494	21,743	23,329
		2,5 mm	393,416	216,007	0,549	24,158	32,401
	M3	1 mm	131,947	36,267	0,275	10,360	5,440
		1,5mm	198,226	73,927	0,373	14,079	11,089
		2 mm	264,732	130,560	0,493	18,649	19,584
		2,5 mm	331,689	183,260	0,553	20,941	27,489

Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te G3 enerji yutucu modelinin ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.13. G3 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği

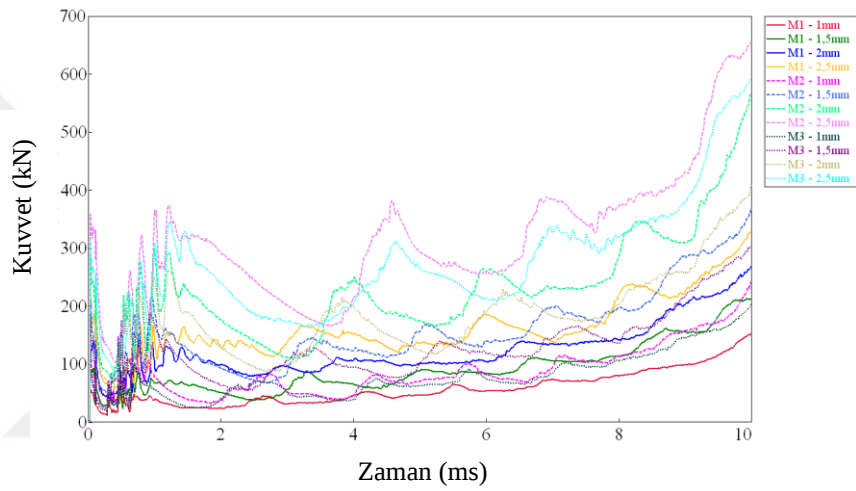


Şekil 4.14. G3 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

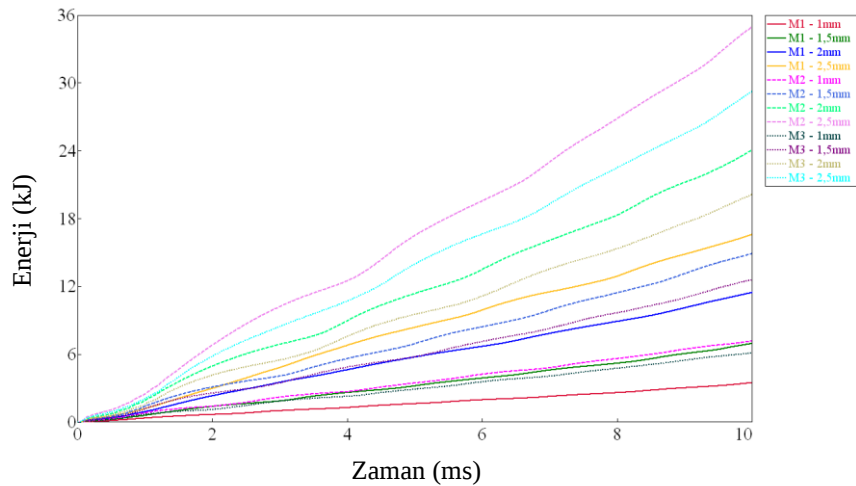
G3 enerji yutucu için tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri M1 malzemesinde 1mm et kalınlığında en yüksek maksimum kuvvet değeri ise M2 malzemesinde 2,5mm et kalınlığında olduğu gözlenmiştir. En düşük ve en yüksek enerji sönümlenme miktarları yine M1 malzemesi 1mm et kalınlığı ile M2 malzemesi 2,5mm et kalınlığında gözlenmiştir. Et kalınlığının artması nispeten daha düşük dayanıma sahip

malzemelerin, nispeten yüksek dayanıma sahip fakat düşük et kalınlıklı malzemelere kıyasla ezilme kuvveti ve sönümlenen enerji miktarlarında artış olduğu gözlenmiştir. G3 enerji yutucu modelinde kuvvet-zaman grafiğindeki davranış farklılığının modeldeki koniklik açısının ezilmeyi kolaylaştırmasından kaynaklandığı tespit edilmiştir. G1 ve G2 modeline kıyasla G3 modelinde maksimum ezilme kuvveti değerleri azalırken yine her iki modele kıyasla sönümlenen toplam enerji miktarlarında artma olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’da G3 enerji yutucu modelinin köpük dolgulu versiyonunun ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.15. G3 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği



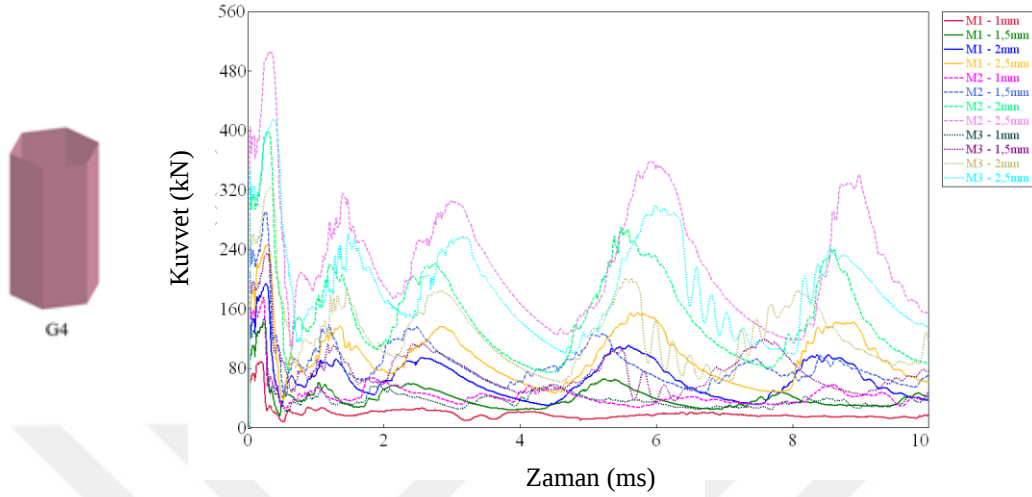
Şekil 4.16. G3 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

G3 enerji yutucunun köpük dolgulu versiyonunda maksimum ezilme kuvveti değerlerinin enerji yutucunun içi boş durumuna göre deformasyon mesafesinin sonlarına doğru arttığı tespit edilmiştir. Tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri, en yüksek maksimum kuvvet değeri, en düşük ve en yüksek enerji sönümleme miktarlarının olduğu malzeme ve kalınlık içi boş enerji yutucudaki ile aynı olduğu tespit edilmiştir. Kullanılan köpük dolgu malzemesi sayesinde tüm malzeme ve kalınlıklarda sönümlenen toplam enerji miktarlarının içi boş versiyona kıyasla arttığı tespit edilmiştir. Sönümlenen enerji miktarlarında maksimum artış yaklaşık %8 ile M1 malzemesi ve t=1,5mm olan durumda gözlenmiştir.

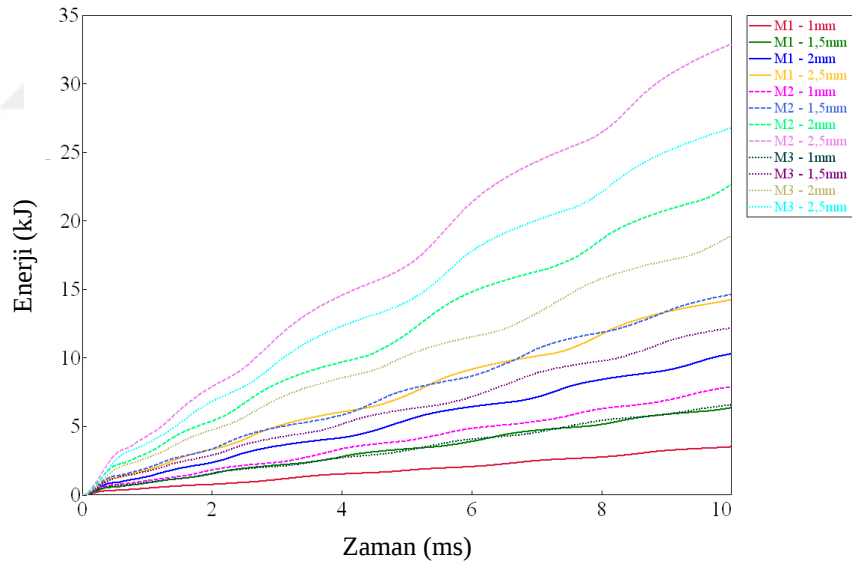
Tablo 4.4. G3 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları

	Malzeme	Et Kalınlığı	Kuvvet (kN)	Ortalama Ezilme Kuvveti (kN)	Ezilme Kuvveti Verimi (%)	Özgül Enerji Sönümleme (kJ/kg)	Enerji(kJ)
G3 - KÖPÜK DOLGUSUZ	M1	1 mm	55,753	21,660	0,388	13,791	3,249
		1,5mm	89,782	43,160	0,481	18,321	6,474
		2 mm	138,927	71,633	0,516	22,805	10,745
		2,5 mm	187,373	105,587	0,564	26,892	15,838
	M2	1 mm	140,834	47,100	0,334	10,234	7,065
		1,5mm	212,940	98,560	0,463	14,277	14,784
		2 mm	285,419	155,493	0,545	16,893	23,324
		2,5 mm	358,537	224,200	0,625	19,486	33,630
	M3	1 mm	122,902	39,793	0,324	8,834	5,969
		1,5mm	185,200	82,520	0,446	12,213	12,378
		2 mm	247,931	130,580	0,527	14,494	19,587
		2,5 mm	325,495	188,673	0,580	16,754	28,301
G3 - KÖPÜK DOLGULU	M1	1 mm	153,966	23,220	0,151	14,785	3,483
		1,5mm	212,946	46,360	0,218	19,679	6,954
		2 mm	270,072	76,467	0,283	24,344	11,470
		2,5 mm	331,813	110,767	0,334	28,211	16,615
	M2	1 mm	243,312	47,940	0,197	10,416	7,191
		1,5mm	369,085	99,440	0,269	14,404	14,916
		2 mm	570,359	160,660	0,282	17,454	24,099
		2,5 mm	656,364	233,213	0,355	20,269	34,982
	M3	1 mm	208,002	40,773	0,196	9,052	6,116
		1,5mm	303,451	84,007	0,277	12,433	12,601
		2 mm	413,859	134,320	0,325	14,909	20,148
		2,5 mm	591,830	195,120	0,330	17,327	29,268

Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de düz altıgen kesitli enerji yutucu modeli olan G4’ün ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.17. G4 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği

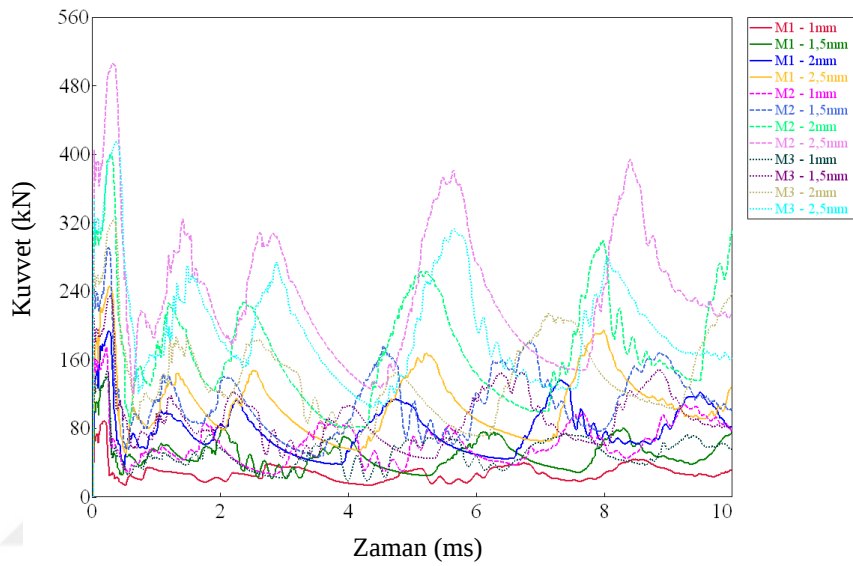


Şekil 4.18. G4 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

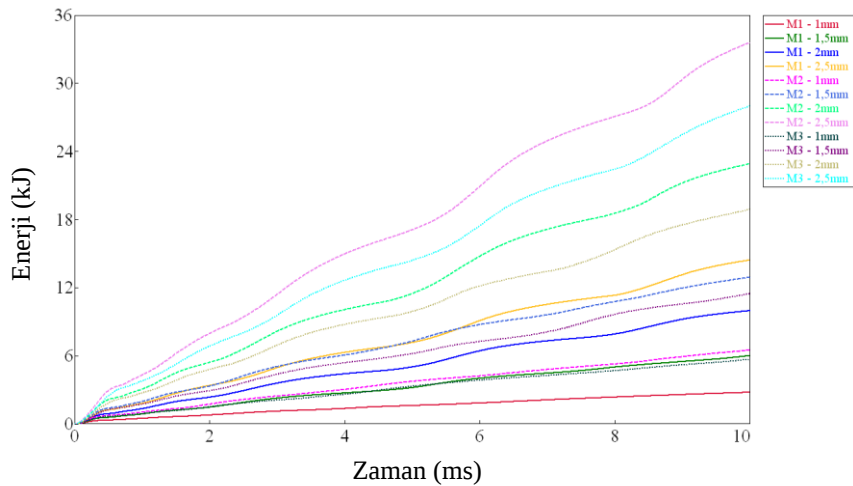
G4 enerji yutucusu için tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri M1 malzemesinde 1mm et kalınlığında en yüksek maksimum kuvvet değeri ise M2 malzemesinde 2,5mm et kalınlığında olduğu gözlenmiştir. En düşük ve en yüksek enerji

sönümlenme miktarları yine M1 malzemesi 1mm et kalınlığı ile M2 malzemesi 2,5mm et kalınlığında gözlenmiştir. Et kalınlığının artması nispeten daha düşük dayanıma sahip malzemelerin, nispeten yüksek dayanıma sahip fakat düşük et kalınlıklı malzemelere kıyasla ezilme kuvveti ve sönümlenen enerji miktarlarında artış olduğu gözlenmiştir.

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de G4 enerji yutucu modelinin köpük dolgu versiyonunun ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.19. G4 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği



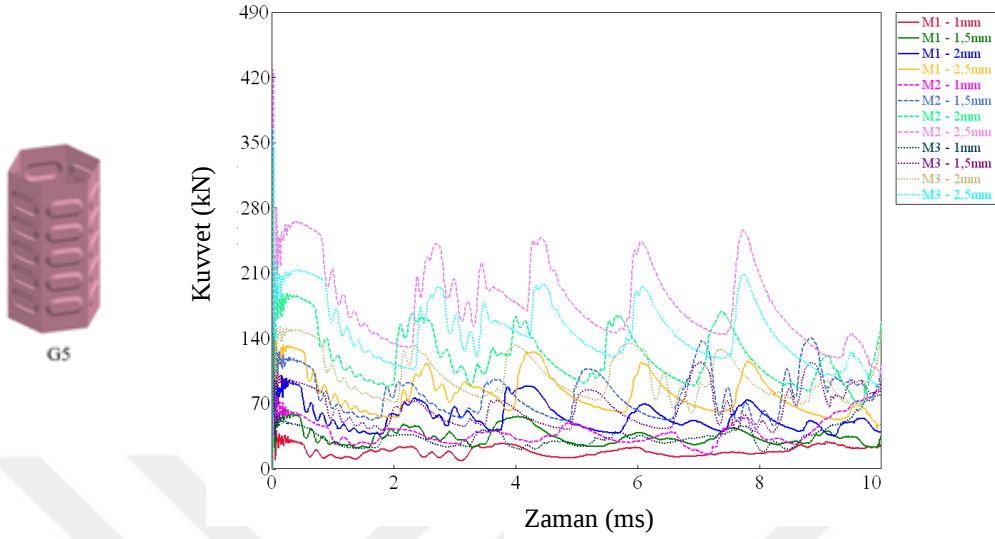
Şekil 4.20. G4 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

G4 enerji yutucunun köpük dolgulu versiyonunda maksimum ezilme kuvveti değerlerinin enerji yutucunun içi boş durumuna göre benzer sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri, en yüksek maksimum kuvvet değeri, en düşük ve en yüksek enerji sönümleme miktarlarının olduğu malzeme ve kalınlık içi boş enerji yutucudaki ile aynı olduğu tespit edilmiştir. Kullanılan köpük dolgu malzemesi sayesinde tüm malzeme ve kalınlıklarda sönümlenen toplam enerji miktarlarının içi boş versiyona kıyasla arttığı tespit edilmiştir. Sönümlenen enerji miktarlarında maksimum artış yaklaşık %26 ile M1 malzemesi ve t=1mm olan durumda gözlenmiştir.

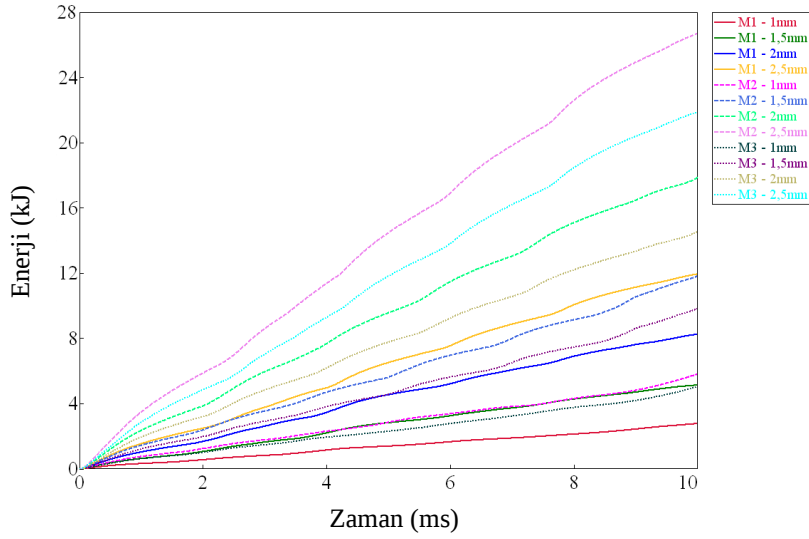
Tablo 4.5. G4 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları

	Malzeme	Et Kalınlığı	Kuvvet (kN)	Ortalama Ezilme Kuvveti (kN)	Ezilme Kuvveti Verimi (%)	Özgül Enerji Sönümleme (kJ/kg)	Enerji(kJ)
G4 - KÖPÜK DOLGUSUZ	M1	1 mm	88,845	18,540	0,209	14,703	2,781
		1,5mm	139,808	40,073	0,287	21,187	6,011
		2 mm	193,876	66,453	0,343	26,351	9,968
		2,5 mm	245,887	96,213	0,391	30,521	14,432
	M2	1 mm	175,819	43,380	0,247	11,740	6,507
		1,5mm	290,824	86,207	0,296	15,554	12,931
		2 mm	399,371	152,780	0,383	20,674	22,917
		2,5 mm	506,069	224,013	0,443	24,250	33,602
	M3	1 mm	147,623	37,873	0,257	10,472	5,681
		1,5mm	234,566	76,553	0,326	14,112	11,483
		2 mm	323,068	126,227	0,391	17,451	18,934
		2,5 mm	415,049	186,800	0,450	20,661	28,020
G4 - KÖPÜK DOLGULU	M1	1 mm	88,809	23,393	0,263	18,552	3,509
		1,5mm	139,808	42,373	0,303	22,403	6,356
		2 mm	193,877	68,653	0,354	27,223	10,298
		2,5 mm	245,886	95,053	0,387	30,153	14,258
	M2	1 mm	175,831	52,553	0,299	14,223	7,883
		1,5mm	290,823	97,507	0,335	17,592	14,626
		2 mm	399,371	151,187	0,379	20,458	22,678
		2,5 mm	506,069	219,380	0,433	23,749	32,907
	M3	1 mm	147,862	43,747	0,296	12,096	6,562
		1,5mm	234,567	81,213	0,346	14,971	12,182
		2 mm	323,604	126,413	0,391	17,477	18,962
		2,5 mm	415,049	178,447	0,430	19,737	26,767

Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de G5 enerji yutucu modelinin ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.21. G5 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği

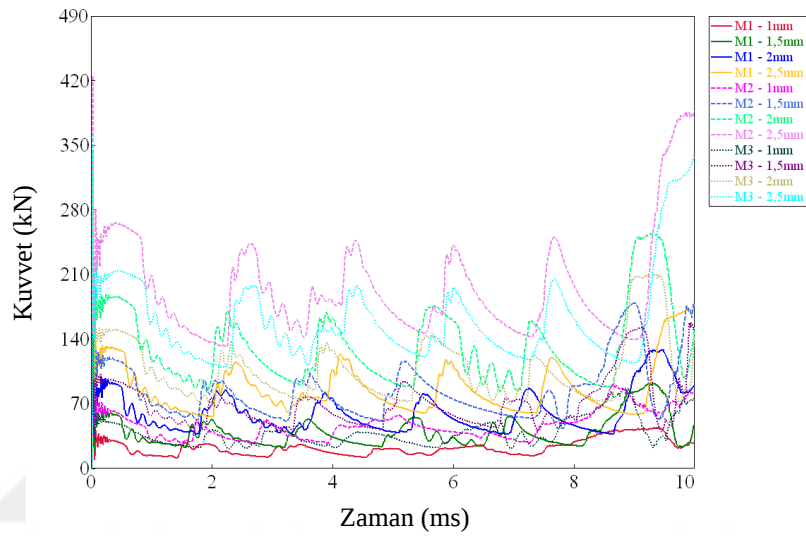


Şekil 4.22. G5 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

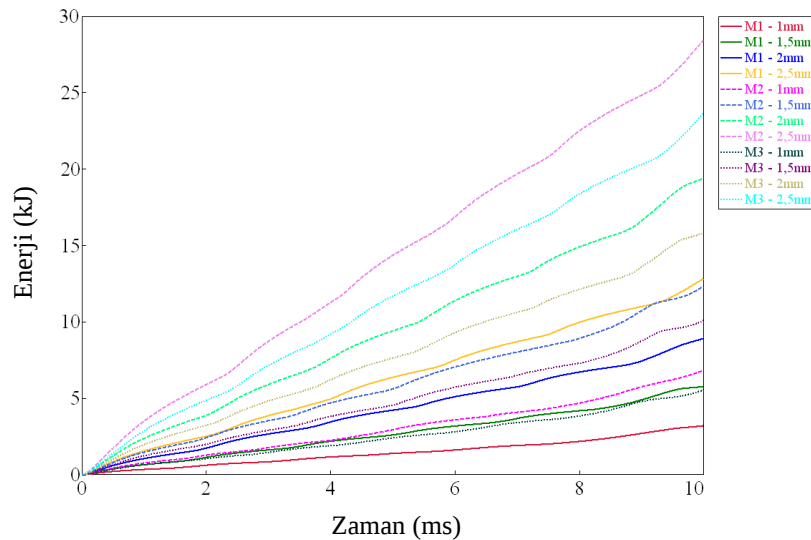
G5 enerji yutucusu için tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri M1 malzemesinde 1mm et kalınlığında en yüksek maksimum kuvvet değeri ise M2 malzemesinde 2,5mm et kalınlığında olduğu gözlenmiştir. En düşük ve en yüksek enerji sönümlenme miktarları yine M1 malzemesi 1mm et kalınlığı ile M2 malzemesi 2,5mm et kalınlığında gözlenmiştir. Et kalınlığının artması nispeten daha düşük dayanıma sahip malzemelerin, nispeten yüksek dayanıma sahip fakat düşük et kalınlıklı malzemelere

kıyasla ezilme kuvveti ve sönümlenen enerji miktarlarında artış olduğu gözlenmiştir. G5 enerji yutucu modelinde katlanma tetikleme amacıyla oluşturulmuş formların ilk olarak ezilmeye maruz kalması uygun sonuç verdiği tespit edilmiştir. G4 modeline kıyasla G5 modelinde maksimum ezilme kuvveti ve sönümlenen toplam enerji miktarlarında azalma olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te G5 enerji yutucu modelinin köpük dolgulu versiyonunun ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.23. G5 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği



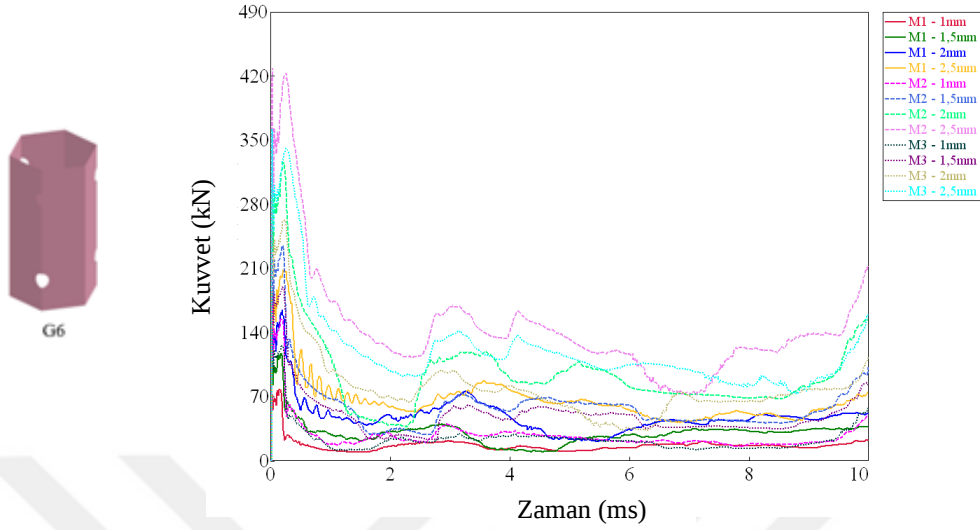
Şekil 4.24. G5 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

G5 enerji yutucunun köpük dolgulu versiyonunda maksimum ezilme kuvveti değerlerinin enerji yutucunun içi boş durumuna göre benzer sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri, en yüksek maksimum kuvvet değeri, en düşük ve en yüksek enerji sönümleme miktarlarının olduğu malzeme ve kalınlık içi boş enerji yutucudaki ile aynı olduğu tespit edilmiştir. Kullanılan köpük dolgu malzemesi sayesinde tüm malzeme ve kalınlıklarda sönümlenen toplam enerji miktarlarının içi boş versiyona kıyasla arttığı tespit edilmiştir. Sönümlenen enerji miktarlarında maksimum artış yaklaşık %18 ile M2 malzemesi ve t=1mm olan durumda gözlenmiştir.

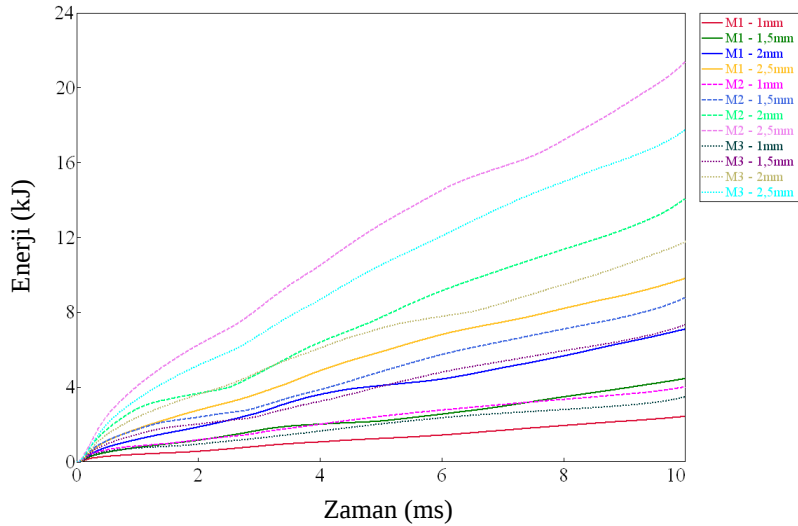
Tablo 4.6. G5 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları

	Malzeme	Et Kalınlığı	Kuvvet (kN)	Ortalama Ezilme Kuvveti (kN)	Ezilme Kuvveti Verimi (%)	Özgül Enerji Sönümleme (kJ/kg)	Enerji(kJ)
G5 - KÖPÜK DOLGUSUZ	M1	1 mm	72,756	18,520	0,255	14,163	2,778
		1,5mm	109,517	34,253	0,313	17,463	5,138
		2 mm	146,475	55,013	0,376	21,035	8,252
		2,5 mm	183,552	79,607	0,434	24,351	11,941
	M2	1 mm	169,819	38,753	0,228	10,113	5,813
		1,5mm	255,785	78,820	0,308	13,713	11,823
		2 mm	341,927	119,107	0,348	15,541	17,866
		2,5 mm	428,318	177,927	0,415	18,573	26,689
	M3	1 mm	145,048	33,693	0,232	8,984	5,054
		1,5mm	217,574	65,427	0,301	11,630	9,814
		2 mm	290,099	96,980	0,334	12,929	14,547
		2,5 mm	362,655	145,827	0,402	15,553	21,874
G5 - KÖPÜK DOLGULU	M1	1 mm	72,869	21,287	0,292	16,278	3,193
		1,5mm	109,687	38,433	0,350	19,594	5,765
		2 mm	146,708	59,433	0,405	22,725	8,915
		2,5 mm	183,794	85,647	0,466	26,198	12,847
	M2	1 mm	170,068	45,420	0,267	11,853	6,813
		1,5mm	255,804	82,387	0,322	14,333	12,358
		2 mm	341,997	129,467	0,379	16,893	19,420
		2,5 mm	428,455	189,847	0,443	19,817	28,477
	M3	1 mm	145,216	36,913	0,254	9,842	5,537
		1,5mm	217,819	67,507	0,310	11,999	10,126
		2 mm	290,440	105,440	0,363	14,057	15,816
		2,5 mm	363,088	158,287	0,436	16,882	23,743

Şekil 4.25 ve Şekil 4.26’da G6 enerji yutucu modelinin ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.25. G6 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği

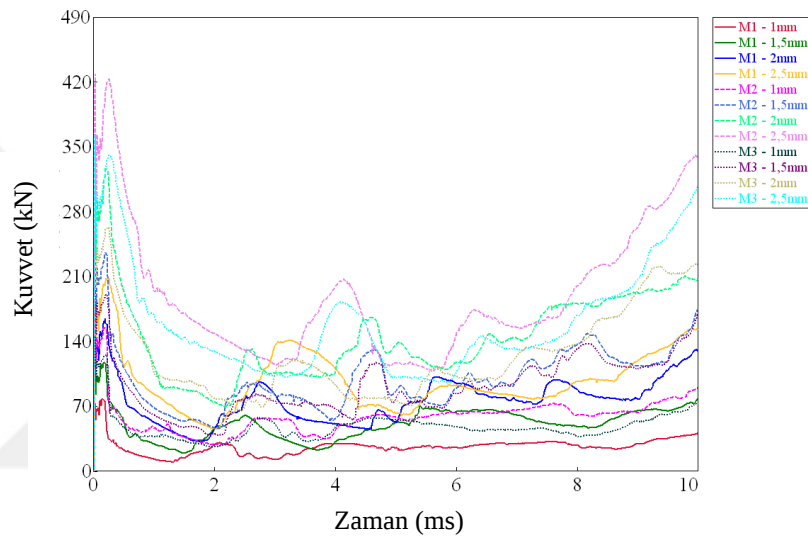


Şekil 4.26. G6 Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

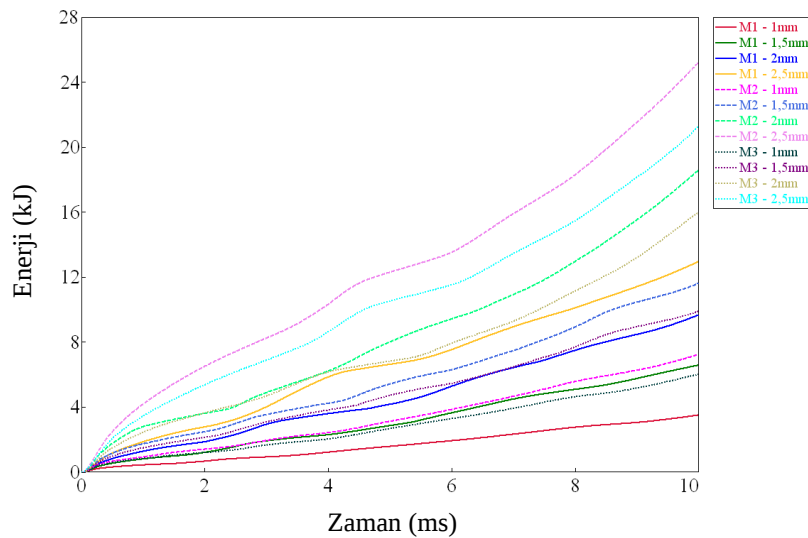
G6 enerji yutucusu için tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri M1 malzemesinde 1mm et kalınlığında en yüksek maksimum kuvvet değeri ise M2 malzemesinde 2,5mm et kalınlığında olduğu gözlemlenmiştir. En düşük ve en yüksek enerji sönümlenme miktarları yine M1 malzemesi 1mm et kalınlığı ile M2 malzemesi 2,5mm et kalınlığında gözlemlenmiştir. Et kalınlığının artması nispeten daha düşük dayanıma sahip malzemelerin, nispeten yüksek dayanıma sahip fakat düşük et kalınlıklı malzemelere kıyasla ezilme kuvveti ve sönümlenen enerji miktarlarında artış olduğu gözlemlenmiştir. G6

enerji yutucu modelinde katlanma tetikleme amacıyla açılmış deliklerin ilk olarak ezilmeye maruz kalması uygun sonuç verdiği tespit edilmiştir. G4 modeline kıyasla G6 modelinde maksimum ezilme kuvveti ve sönümlenen toplam enerji miktarlarında azalma olduğu, G5 modeline kıyasla ise M1 malzemesi için maksimum ezilme kuvveti ve sönümlenen enerji miktarında artış olurken M2 ve M3 malzemesinde kuvvet enerji miktarlarının azaldığı tespit edilmiştir.

Şekil 4.27 ve Şekil 4.28’de G6 enerji yutucu modelinin köpük dolgulu versiyonunun ezilme kuvvetleri ve sönümlenen enerji miktarları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.27. G6 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Kuvvet – Zaman Grafiği



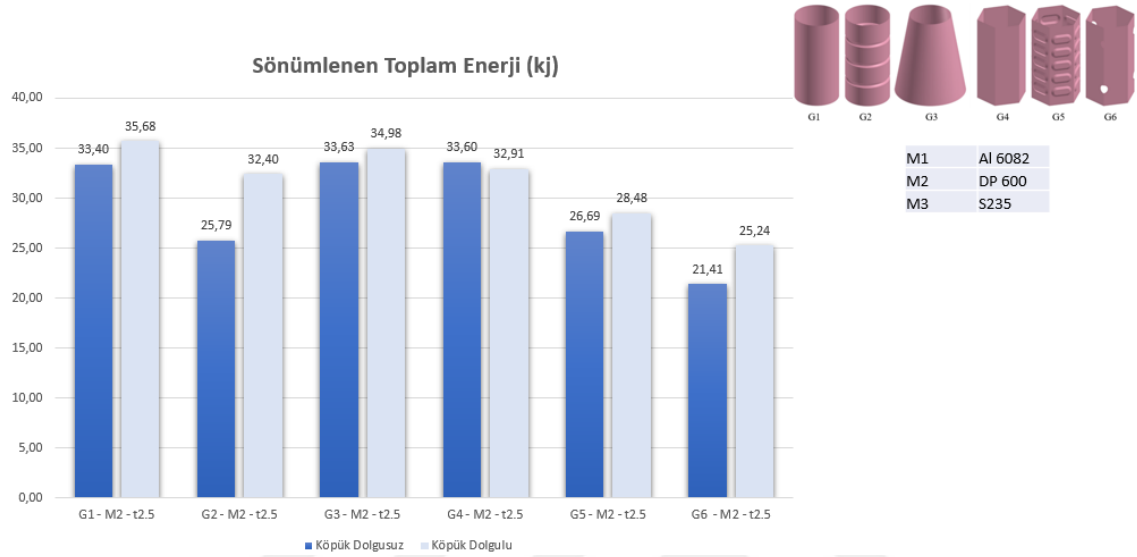
Şekil 4.28. G6 – Köpük Dolgulu Enerji Yutucusunun Üç Farklı Malzeme ve Dört Farklı Et Kalınlığı için Sönümlenen Toplam Enerji – Zaman Grafiği

G6 enerji yutucunun köpük dolgulu versiyonunda maksimum ezilme kuvveti değerlerinin enerji yutucunun içi boş durumuna göre benzer sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Tüm malzemelerde et kalınlığı arttıkça maksimum kuvvet ve sönümlenen enerji miktarının arttığı tespit edilmiştir. En düşük maksimum kuvvet değeri, en yüksek maksimum kuvvet değeri, en düşük ve en yüksek enerji sönümleme miktarlarının olduğu malzeme ve kalınlık içi boş enerji yutucudaki ile aynı olduğu tespit edilmiştir. Kullanılan köpük dolgu malzemesi sayesinde tüm malzeme ve kalınlıklarda sönümlenen toplam enerji miktarlarının içi boş versiyona kıyasla arttığı tespit edilmiştir. Sönümlenen enerji miktarlarında maksimum artış yaklaşık %80 ile M2 malzemesi ve t=1mm olan durumda gözlenmiştir.

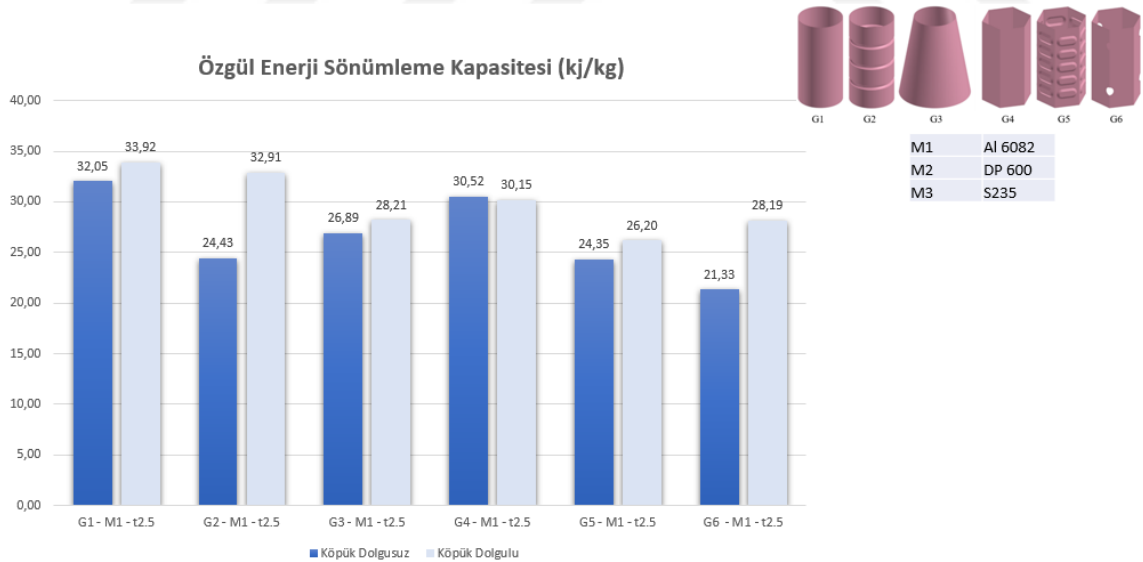
Tablo 4.7. G6 Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgusuz ve Köpük Dolgulu Analiz Sonuçları

	Malzeme	Et Kalınlığı	Kuvvet (kN)	Ortalama Ezilme Kuvveti (kN)	Ezilme Kuvveti Verimi (%)	Özgül Enerji Sönümleme (kJ/kg)	Enerji(kJ)
G6 - KÖPÜK DOLGUSUZ	M1	1 mm	78,401	16,180	0,206	13,186	2,427
		1,5mm	117,225	29,660	0,253	16,114	4,449
		2 mm	164,402	47,320	0,288	19,281	7,098
		2,5 mm	208,328	65,447	0,314	21,334	9,817
	M2	1 mm	169,919	26,787	0,158	7,449	4,018
		1,5mm	255,946	58,593	0,229	10,863	8,789
		2 mm	342,199	93,867	0,274	13,052	14,080
		2,5 mm	428,734	142,733	0,333	15,877	21,410
	M3	1 mm	143,918	23,153	0,161	6,579	3,473
		1,5mm	217,160	48,927	0,225	9,268	7,339
		2 mm	289,568	78,527	0,271	11,156	11,779
		2,5 mm	362,009	118,373	0,327	13,454	17,756
G6 - KÖPÜK DOLGULU	M1	1 mm	78,290	23,380	0,299	19,053	3,507
		1,5mm	117,574	43,940	0,374	23,872	6,591
		2 mm	164,443	64,540	0,392	26,298	9,681
		2,5 mm	208,358	86,480	0,415	28,190	12,972
	M2	1 mm	169,948	48,320	0,284	13,438	7,248
		1,5mm	255,946	77,587	0,303	14,384	11,638
		2 mm	342,199	124,100	0,363	17,256	18,615
		2,5 mm	428,734	168,293	0,393	18,721	25,244
	M3	1 mm	144,763	40,233	0,278	11,432	6,035
		1,5mm	217,160	66,113	0,304	12,523	9,917
		2 mm	289,568	106,767	0,369	15,168	16,015
		2,5 mm	362,009	142,067	0,392	16,146	21,310

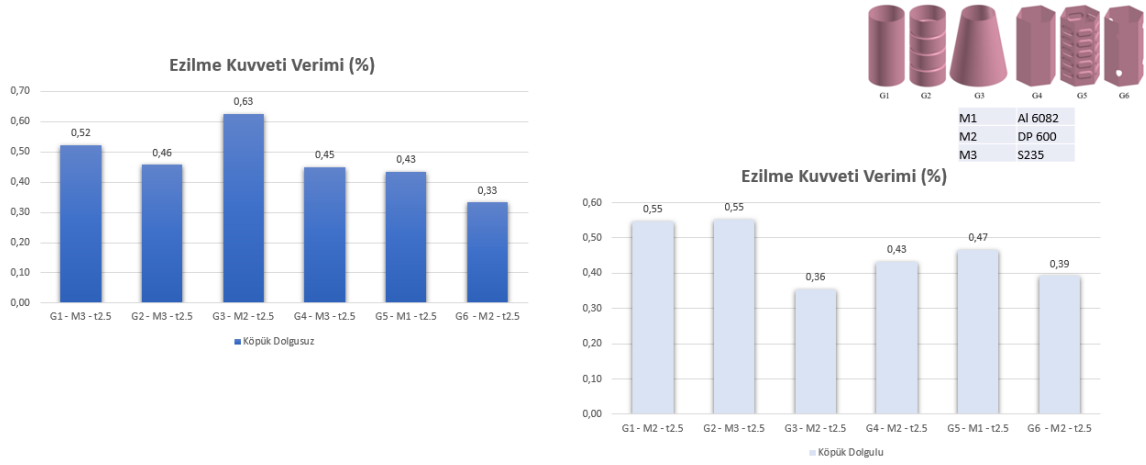
Şekil 4.29, 4.30 ve 4.31’de sırasıyla sönümlenen toplam enerji, özgül enerji sönümleme kapasitesi ve ezilme kuvveti verimi sonuçları ilgili değerlerin en yüksek olduğu geometri ve malzemelerin köpük dolgulu ve köpük dolgusuz durumları ile kıyaslamalı olarak verilmiştir.



Şekil 4.29 Sönümlenen Toplam Enerji Sonuçlarının Kıyaslanması

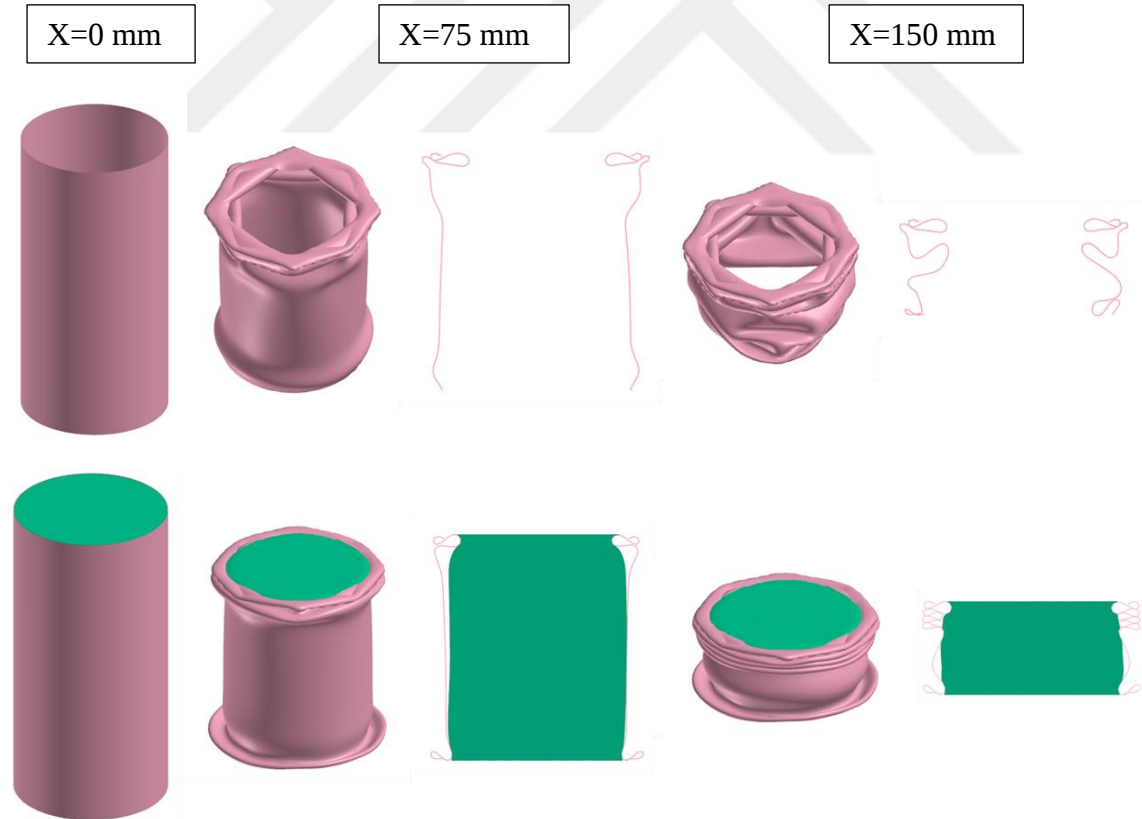


Şekil 4.30 Özgül Enerji Sönümleme Kapasitesi Sonuçlarının Kıyaslanması

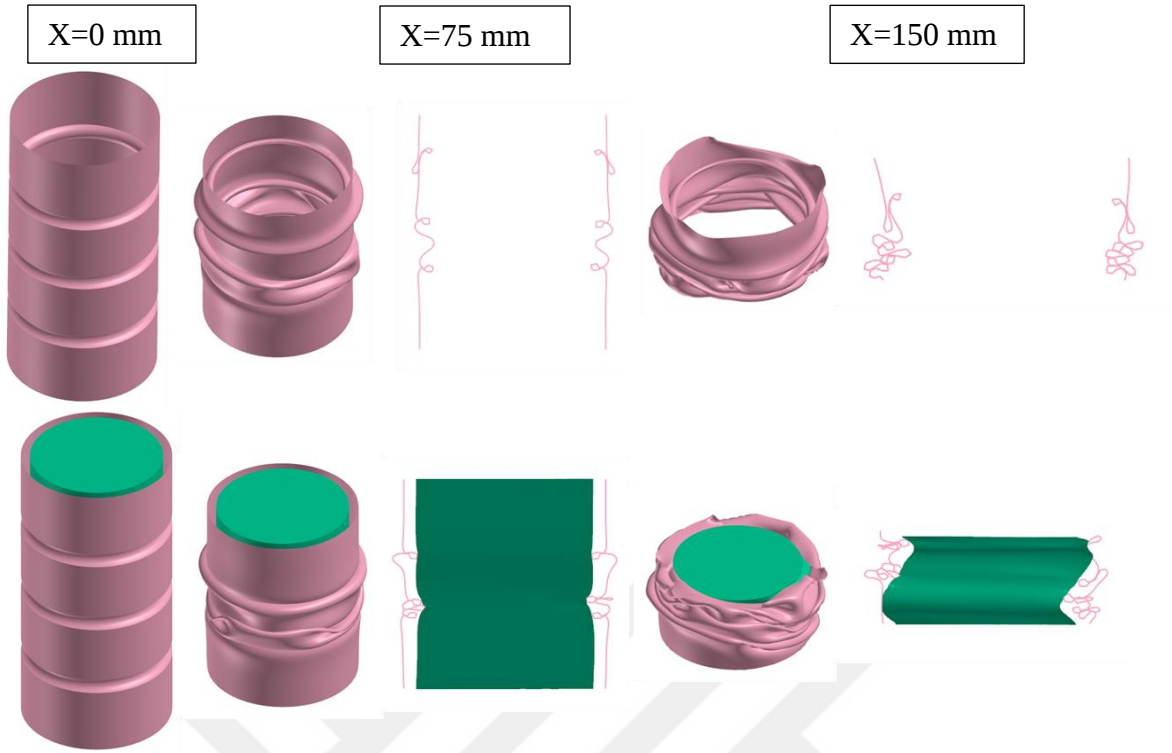


Şekil 4.31 Ezilme Kuvveti Verimi Sonuçlarının Kıyaslanması

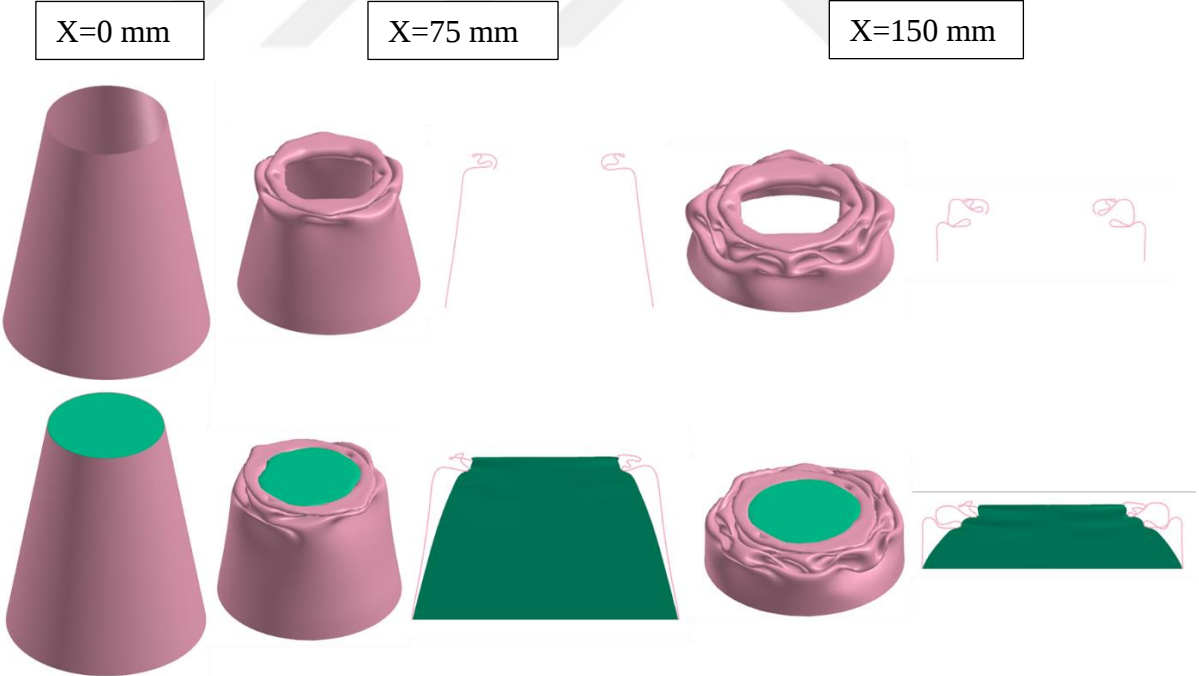
Aşağıdaki görsellerde en yüksek özgül enerji değerlerini veren M1 malzemesinin tüm enerji yutucu modelleri için deformasyon mesafesine karşın deformasyon durumu gösterilmiştir.



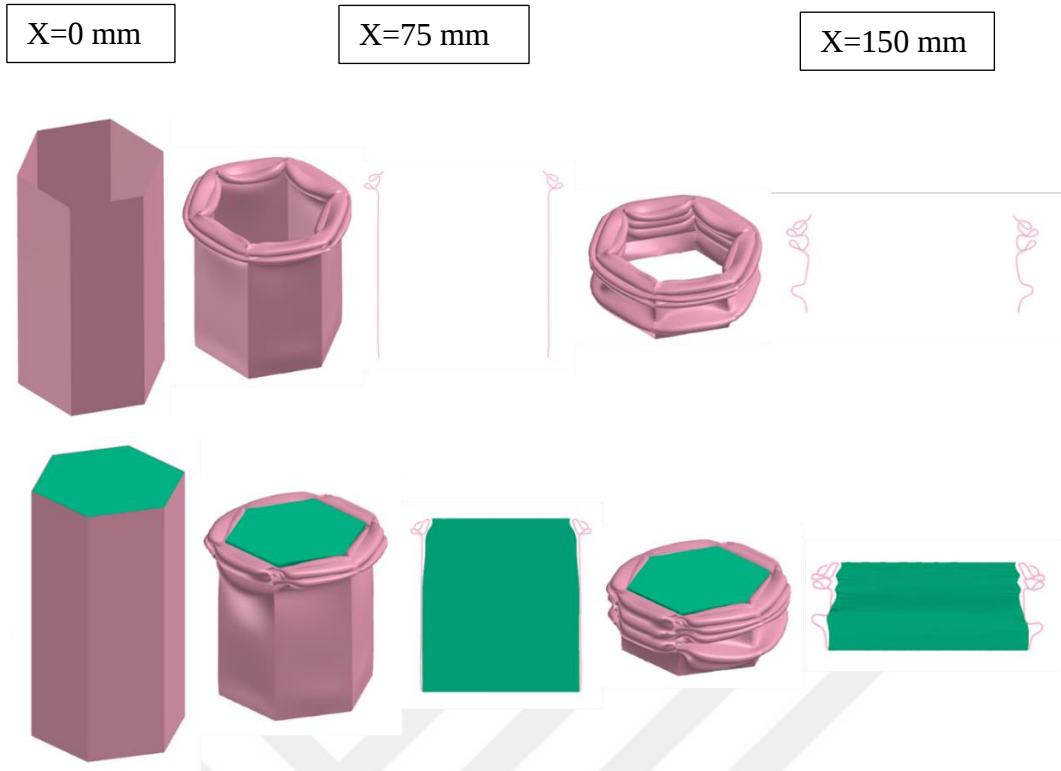
Şekil 4.32. G1 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu



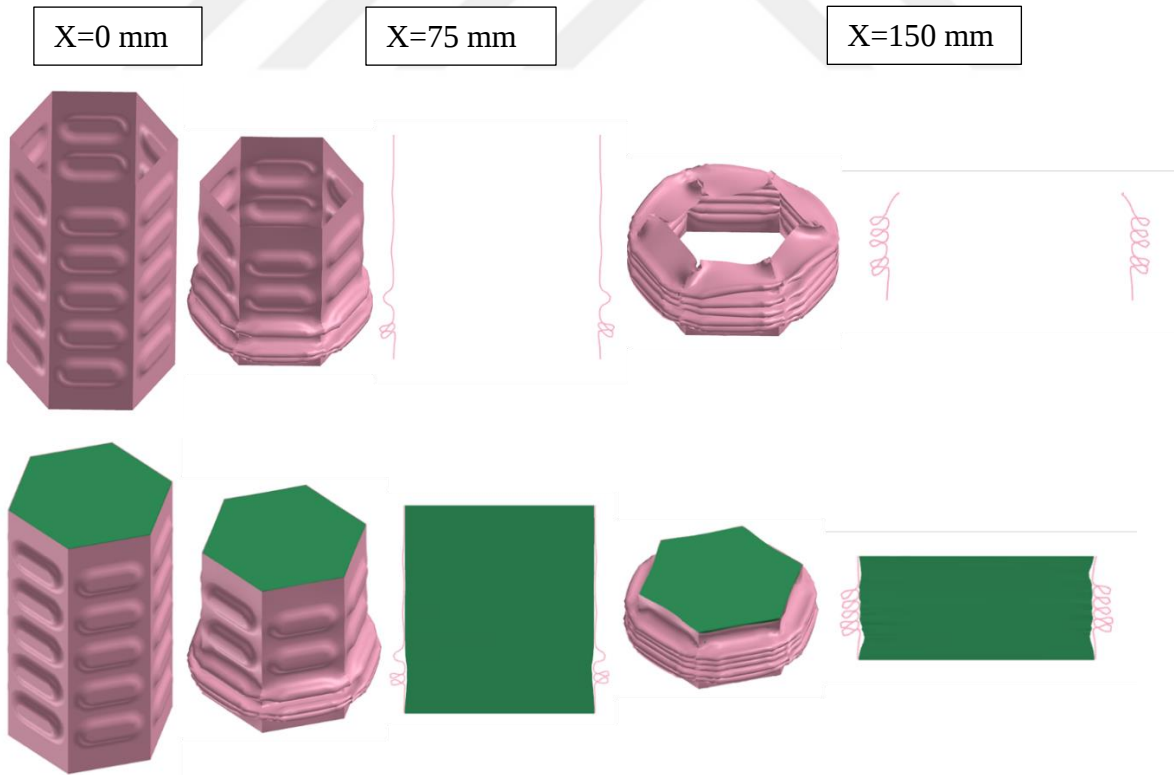
Şekil 4.33. G2 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu



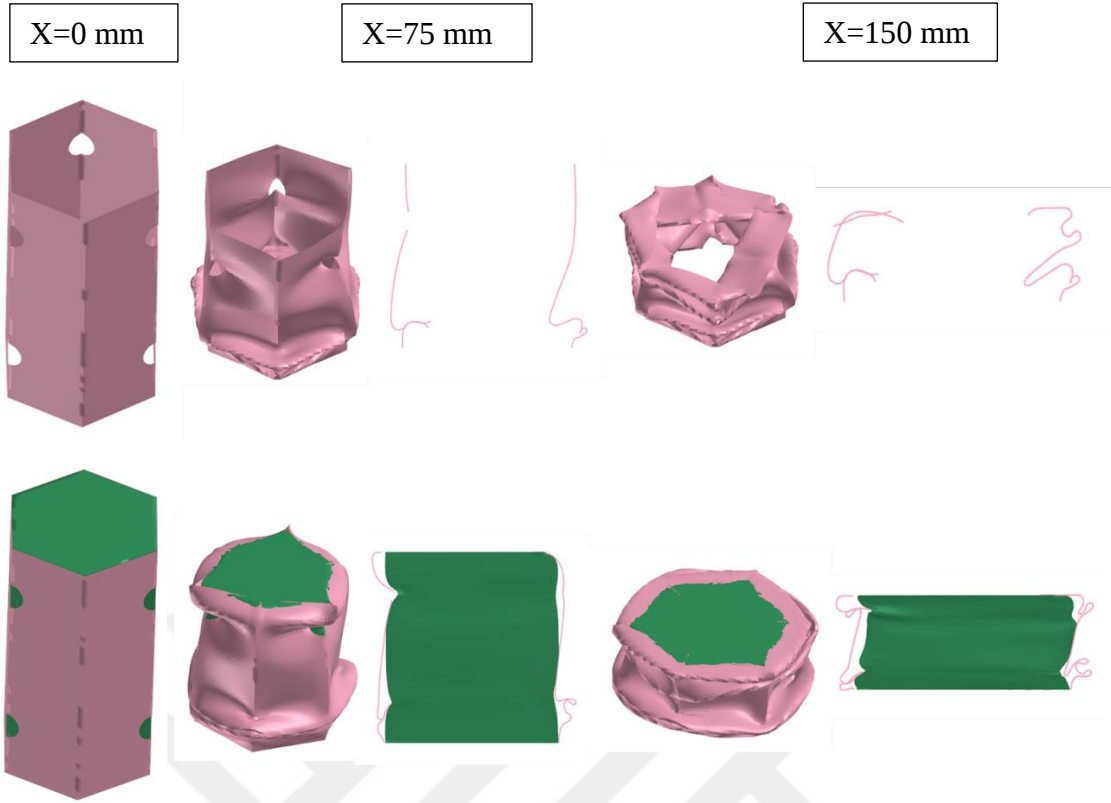
Şekil 4.34. G3 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu



Şekil 4.35. G4 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu



Şekil 4.36. G5 – M1 – t=2,5mm Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu



Şekil 4.37. G6 – M1 – $t=2,5\text{mm}$ Enerji Yutucu Modelinin Köpük Dolgulu ve Köpük Dolgusuz Durumlarının Deformasyon Mesafesine Karşın Deformasyonu

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında enerji yutucu yapılarda çarpışma verimliliğini arttırmak amacıyla oluşturulmuş altı farklı geometrik modelin üç farklı malzeme ve dört farklı et kalınlığı ile simülasyonları oluşturulmuştur. Enerji yutucu yapıların içinin köpük dolgulu olduğu versiyonlar da hazırlanmış ve analiz edilmiştir. Farklı tasarımlardaki enerji yutucular için yapılan eksenel çarpışma analizleri irdelendiğinde aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

Enerji yutucu yapılarda et kalınlığı arttıkça sönümlenen toplam enerji miktarları artmış fakat maksimum ezilme kuvvetleri de artış göstermiştir. Ezilme kuvveti verimi ve özgül enerji sönümleme değerleri de genel olarak et kalınlığı arttıkça artış göstermiştir.

Enerji yutucu yapıların üzerine açılmış oyuklar, delikler, koniklik açısı ve ezilme tetikleyici formlar maksimum ezilme kuvveti değerlerinde beklenildiği şekilde azalma sağlamıştır.

Alüminyum köpük ilavesi tüm malzemelerde ve tüm et kalınlıklarında beklendiği gibi sönümlenen toplam enerji miktarlarında artış sağlamıştır. Bunun yanı sıra ezilme kuvveti verimi ve özgül enerji sönümleme değerlerinde artış sağlarken ortalama ezilme kuvveti değerlerinde de genellikle artış sağladığı görülmüştür.

En yüksek ezilme kuvveti verimi G3 enerji yutucu modelinin köpük dolgusuz versiyonunda yaklaşık %63 ile M2 malzemesi $t=2,5\text{mm}$, en düşük ezilme kuvveti verimi G6 enerji yutucu modelinin köpük dolgusuz versiyonunda yaklaşık %16 ile M2 malzemesi $t=1\text{mm}$ olan durumda gözlenmiştir.

En yüksek özgül enerji sönümle değeri G1 enerji yutucu modelinin köpük dolgulu versiyonunda yaklaşık 34 kJ/kg ile M1 malzemesi $t=2,5\text{mm}$, en düşük özgül enerji sönümleme değeri G6 enerji yutucu modelinin köpük dolgusuz versiyonunda yaklaşık 6.6 kJ/kg ile M3 malzemesi $t=1\text{mm}$ olan durumda gözlenmiştir.

Tüm enerji yutucu modellerinde, M1 malzemesinin özgül enerji sönümleme kapasitesinde en yüksek sonuçların elde edildiği malzeme olduğu tespit edilmiştir. Yine özgül enerji sönümleme kapasitesinde M2 malzemesi M3 malzemesine göre daha iyi sonuçlar vermiştir.

Benzer et kalınlıklarında veya M1 malzemesinin daha yüksek et kalınlıklarında dahi çarpışma verimliliği daha iyi sonuç vermiştir. Bu durum araç hafifletme çalışmalarında daha hafif enerji yutucu yapıların kullanabileceğini göstermiştir.

Enerji yutucu yapıların üzerine açılmış oyuklar ve deliklerin sayısı, çap ls ve konumları, koniklik açısı çarpışma sonuçlarını etkileyen parametrelerdendir ve araştırılması önerilmektedir.

Tez alışma kapsamında enerji yutucu yapıları 6 farklı geometri, üç farklı malzeme ve 4 farklı et kalınlığı için incelenmiştir. Malzeme yapısının çarpışma performansına etkilerinin belirlenmesi için deneysel çalışmalar yapılabilir. Ayrıca optimum yapıdaki enerji yutucu yapıların belirlenmesi için optimizasyon algoritmaları ile parametrik çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Abbasi, M., Reddy, S., Ghafari-Nazari, A., Fard, M. (2015). Multiobjective crashworthiness optimization of multi-cornered thin-walled sheet metal members. *Thin-Walled Structures*, 89, 31-41.
- Abramowicz, W., Jones, N. (1984). Dynamic axial crushing of square tubes. *International Journal of Impact Engineering*, 2(2), 179-208.
- Abramowicz, W., Jones, N. (1986). Dynamic progressive buckling of circular and square tubes. *International Journal of Impact Engineering*, 4(4), 243-270.
- Abramowicz, W., Jones, N. (1997). Transition from initial global bending to progressive buckling of tubes loaded statically and dynamically. *International Journal of Impact Engineering*, 19(5-6), 415-437.
- Ahmad, Z., Thambiratnam, D. P. (2009). Application of foam-filled conical tubes in enhancing the crashworthiness performance of vehicle protective structures. *International Journal of Crashworthiness*, 14(4), 349-363.
- Ahmad, Z., Thambiratnam, D. P. (2009). Crushing response of foam-filled conical tubes under quasi-static axial loading. *Materials and Design*, 30(7), 2393-2403.
- Ahmad, Z., Abdullah, M. R., Tamin, M. N. (2015). Experimental and numerical studies of fiber metal laminate (FML) thin-walled tubes under impact loading. *Advanced Structured Materials*, 70, 433-443.
- Ahmad, Z., Thambiratnam, D. P., Tan, A. C. C. (2010). Dynamic energy absorption characteristics of foam-filled conical tubes under oblique impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 37(5), 475-488.
- Alavi Nia, A., Parsapour, M. (2013). An investigation on the energy absorption characteristics of multi-cell square tubes. *Thin-Walled Structures*, 68, 26-34.
- Alavi Nia, A., Parsapour, M. (2014). Comparative analysis of energy absorption capacity of simple and multi-cell thin-walled tubes with triangular, square, hexagonal and octagonal sections. *Thin-Walled Structures*, 74, 155-165.
- Alexander, J. M. (1960). An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading. *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 13(1), 10-15.
- Alghamdi, A. A. A. (2001). Collapsible impact energy absorbers: An overview. *Thin-Walled Structures*, 39(2), 189-213.
- Alghamdi, A. A. A. (2002). Reinversion of aluminium frustra. *Thin-Walled Structures*, 40(12), 1037-1049.

- Alghamdi, A. A. A. (2010). Folding-crumpling of thin-walled aluminium frusta. *International Journal of Crashworthiness*, 7(1), 777-780.
- Alghamdi, A. A. A., Aljawi, A. A. N., & Abu-Mansour, T. M. N. (2002). Modes of axial collapse of unconstrained capped frusta. *International Journal of Mechanical Sciences*, 44(6), 1145-1161.
- Altın, M. (2018). Çarpışma Kutularının Üzerine Açılan Oyukların Çarpışma Performansı Üzerine Etkisinin İncelenmesi. *Journal of Polytechnic*, 22(1), 135-139.
- Asavavisithchai, S., Slater, D., & Kennedy, A. R. (2004). Effect of tube length on the buckling mode and energy absorption of Al foam-filled tubes. *Journal of Materials Science*, 39(24), 7395-7396.
- Bambach, M. R., Elchalakani, M., & Zhao, X. L. (2009). Composite steel-CFRP SHS tubes under axial impact. *Composite Structures*, 87(3), 287-297.
- Baroutaji, A., & Olabi, A. G. (2012). Analysis of the effect of the elliptical ratio in tubular energy absorbers under quasi-static conditions. *Advanced Structured Materials*, 16, 323-336.
- Baroutaji, A., Gilchrist, M. D., & Olabi, A. G. (2016). Quasi-static, impact and energy absorption of internally nested tubes subjected to lateral loading. *Thin-Walled Structures*, 98, 337-350.
- Baroutaji, A., Gilchrist, M. D., Smyth, D., & Olabi, A. G. (2015). Analysis and optimization of sandwich tubes energy absorbers under lateral loading. *International Journal of Impact Engineering*, 82, 74-88.
- Baroutaji, A., Gilchrist, M. D., Smyth, D., & Olabi, A. G. (2015). Crush analysis and multi-objective optimization design for circular tube under quasi-static lateral loading. *Thin-Walled Structures*, 86, 121-131.
- Baroutaji, A., Morris, E., & Olabi, A. G. (2014). Quasi-static response and multi-objective crashworthiness optimization of oblong tube under lateral loading. *Thin-Walled Structures*, 82, 262-277.
- Baroutaji, A., Sajjia, M., & Olabi, A. G. (2017). On the crashworthiness performance of thin-walled energy absorbers: Recent advances and future developments. In *Thin-Walled Structures* 118, 137-163.
- Bathe, K. J. (1996). Finite Element Procedures. In *Englewood Cliffs New Jersey*.
- Børvik, T., Hopperstad, O. S., Reyes, A., Langseth, M., Solomos, G., & Dyngeland, T. (2003). Empty and foam-filled circular aluminium tubes subjected to axial and oblique quasistatic loading. *International Journal of Crashworthiness*, 8(5), 481-494.

- Bouix, R., Viot, P., & Lataillade, J. L. (2009). Polypropylene foam behaviour under dynamic loadings: Strain rate, density and microstructure effects. *International Journal of Impact Engineering*, 36(2), 329-342.
- Brezny, R., & Green, D. J. (1990). The effect of cell size on the mechanical behavior of cellular materials. *Acta Metallurgica Et Materialia*, 38(12), 2517-2526.
- Chen, C., Lu, T. J., & Fleck, N. A. (1999). Effect of imperfections on the yielding of two-dimensional foams. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 47(11), 2235-2272.
- Chen, W. (2001). Experimental and numerical study on bending collapse of aluminum foam-filled hat profiles. *International Journal of Solids and Structures*, 38(44-45), 7919-7944.
- Chen, W., & Wierzbicki, T. (2001). Relative merits of single-cell, multi-cell and foam-filled thin-walled structures in energy absorption. *Thin-Walled Structures*, 39(4), 287-306.
- Costas, M., Díaz, J., Romera, L. E., Hernández, S., & Tielas, A. (2013). Static and dynamic axial crushing analysis of car frontal impact hybrid absorbers. *International Journal of Impact Engineering*, 62, 166-181.
- Costas, M., Díaz, J., Romera, L., & Hernández, S. (2014). A multi-objective surrogate-based optimization of the crashworthiness of a hybrid impact absorber. *International Journal of Mechanical Sciences*, 88, 46-54.
- Demirci E. (2014) *Taşıtlarda Önden Çarpışma Performansını Etkileyen Enerji Yutucuların Optimum Tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, Bursa Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 365514.
- Duarte, I., Vesenjak, M., & Krstulović-Opara, L. (2014). Dynamic and quasi-static bending behaviour of thin-walled aluminium tubes filled with aluminium foam. *Composite Structures*, 109(1), 48-56.
- Eyvazian, A., K. Habibi, M., Hamouda, A. M., & Hedayati, R. (2014). Axial crushing behavior and energy absorption efficiency of corrugated tubes. *Materials and Design*, 54, 1028-1038.
- Fan, Z., Lu, G., & Liu, K. (2013). Quasi-static axial compression of thin-walled tubes with different cross-sectional shapes. *Engineering Structures*, 55, 80-89.
- Fan, Z., Lu, G., Yu, T. X., & Liu, K. (2013). Axial crushing of triangular tubes. *International Journal of Applied Mechanics*, 5(1).
- Fan, Z., Shen, J., & Lu, G. (2011). Investigation of Lateral Crushing of Sandwich Tubes. *Procedia Engineering*, 14, 442-449.

- Fan, Z., Shen, J., Lu, G., & Ruan, D. (2013). Dynamic lateral crushing of empty and sandwich tubes. *International Journal of Impact Engineering*, 53, 3-16.
- Gao, Q., Wang, L., Wang, Y., & Wang, C. (2016). Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of foam-filled ellipse tubes under oblique impact loading. *Thin-Walled Structures*, 100, 105–112.
- Gibson, L. J., & Ashby, M. F. (1989). Cellular Solids: Structure & Properties. *Advances in Polymer Technology*, 9(2).
- Guillow, S. R., Lu, G., & Grzebieta, R. H. (2001). Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43(9), 2103-2123.
- Guler, M. A., Cerit, M. E., Bayram, B., Gerçeker, B., & Karakaya, E. (2010). The effect of geometrical parameters on the energy absorption characteristics of thin-walled structures under axial impact loading. *International Journal of Crashworthiness*, 15(4), 377-390.
- Gupta, N. K., & Gupta, S. K. (1993). Effect Of Annealing, Size And Cut-Outs On Axial Collapse Behaviour Of Circular Tubes. In *Int. J. Mech. Sci* 35, 597-613.
- Gupta, N. K., Sekhon, G. S., & Gupta, P. K. (2001). A study of lateral collapse of square and rectangular metallic tubes. *Thin-Walled Structures*, 39(9), 745-772.
- Gupta, N. K., Sekhon, G. S., & Gupta, P. K. (2005). Study of lateral compression of round metallic tubes. *Thin-Walled Structures*, 43(6), 895-922.
- Hanssen, A. G., Hopperstad, O. S., & Langseth, M. (2001). Design of aluminium foam-filled crash boxes of square and circular cross-sections. *International Journal of Crashworthiness*, 6(2), 177-188.
- Hanssen, A. G., Langseth, M., & Hopperstad, O. S. (2000). Static and dynamic crushing of circular aluminum extrusions with aluminum foam filler. *International Journal of Impact Engineering*, 24(5), 475-507.
- Henty E. M. (2003). *Virtual Simulation Of A Pickup Truck Rollover Test Using The Nonlinear Finite Element Code Pam-Crash*. Master of Science, The Pennsylvania State University, The Mechanical Engineering Department.
- Hussein, R. D., Ruan, D., & Lu, G. (2017). Cutting and crushing of square aluminium/CFRP tubes. *Composite Structures*, 171, 403-418.
- Hussein, R. D., Ruan, D., Lu, G., Guillow, S., & Yoon, J. W. (2017). Crushing response of square aluminium tubes filled with polyurethane foam and aluminium honeycomb. *Thin-Walled Structures*, 110, 140–154.

- Jiang, P., Wang, W., & Zhang, G. J. (2006). Size effects in the axial tearing of circular tubes during quasi-static and impact loadings. *International Journal of Impact Engineering*, 32(12), 2048-2065.
- Jones, N. (2011). *Structural Impact*. Cambridge University Press.
- 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(5–6), 1565-1580.
- Karagiozova, D., & Alves, M. (2004). Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact-Part II: Theoretical analysis. *International Journal of Solids and Structures*, 41(5–6), 1581-1604.
- Kavi, H., Toksoy, A. K., & Guden, M. (2006). Predicting energy absorption in a foam-filled thin-walled aluminum tube based on experimentally determined strengthening coefficient. *Materials and Design*, 27(4), 263-269.
- Kim, H. S. (2002). New extruded multi-cell aluminum profile for maximum crash energy absorption and weight efficiency. *Thin-Walled Structures*, 40(4), 311-327.
- Li, G., Xu, F., Sun, G., & Li, Q. (2015). A comparative study on thin-walled structures with functionally graded thickness (FGT) and tapered tubes withstanding oblique impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 77, 68-83.
- Li, G., Zhang, Z., Sun, G., Huang, X., & Li, Q. (2015). Comparison of functionally-graded structures under multiple loading angles. *Thin-Walled Structures*, 94, 334-347.
- Li, Z., Zheng, Z., Yu, J., & Guo, L. (2013). Crashworthiness of foam-filled thin-walled circular tubes under dynamic bending. *Materials & Design (1980-2015)*, 52, 1058–1064.
- Liang, R., & Khan, A. S. (1999). A critical review of experimental results and constitutive models for BCC and FCC metals over a wide range of strain rates and temperatures. *International Journal of Plasticity*, 15(9), 963-980.
- Liu, W., Lin, Z., Wang, N., & Deng, X. (2016). Dynamic performances of thin-walled tubes with star-shaped cross section under axial impact. *Thin-Walled Structures*, 100, 25-37.
- Liu, Y. C., & Day, M. L. (2006). Simplified modelling of thin-walled box section beam. *International Journal of Crashworthiness*, 11(3).
- Lu, G. (1993). A study of the crushing of tubes by two indenters. *International Journal of Mechanical Sciences*, 35(3–4), 263-272.

- Lu, G., & Yu, T. (2003). Energy Absorption of Structures and Materials. In *Energy Absorption of Structures and Materials*.
- Mamalis, A. G., & Johnson, W. (1983). The quasi-static crumpling of thin-walled circular cylinders and frusta under axial compression. *International Journal of Mechanical Sciences*, 25(9–10), 713-732.
- Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., Baldoukas, A. K., & Viegelaahn, G. L. (1991). Energy dissipation and associated failure modes when axially loading polygonal thin-walled cylinders. *Thin-Walled Structures*, 12(1), 17-34.
- Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., Ioannidis, M. B., Kostazos, P. K., & Dimitriou, C. (2003). Finite element simulation of the axial collapse of metallic thin-walled tubes with octagonal cross-section. *Thin-Walled Structures*, 41(10), 891-900.
- Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., Saigal, S., Viegelaahn, G., & Johnson, W. (1986). Extensible plastic collapse of thin-wall frusta as energy absorbers. *International Journal of Mechanical Sciences*, 28(4), 219-229.
- Mamalis, A. G., Robinson, M., Manolakos, D. E., Demosthenous, G. A., Ioannidis, M. B., & Carruthers, J. (1997). Crashworthy capability of composite material structures. In *Composite Structures* 37, 109-134.
- Markaki, A. E., & Clyne, T. W. (2001). The effect of cell wall microstructure on the deformation and fracture of aluminium-based foams. *Acta Materialia*, 49(9), 1677-1686.
- Marsolek, J., & Reimerdes, H. G. (2004). Energy absorption of metallic cylindrical shells with induced non-axisymmetric folding patterns. *International Journal of Impact Engineering*, 30(8–9), 1209-1223.
- Menouer, A., Baleh, R., Djebbar, A., & Abdul-Latif, A. (2014). New generation of energy dissipating systems based on biaxial buckling. *Thin-Walled Structures*, 85, 456-465.
- Mirfendereski, L., Salimi, M., & Ziaei-Rad, S. (2008). Parametric study and numerical analysis of empty and foam-filled thin-walled tubes under static and dynamic loadings. *International Journal of Mechanical Sciences*, 50(6), 1042-1057.
- Morris, E., Olabi, A. G., & Hashmi, M. S. J. (2006). Analysis of nested tube type energy absorbers with different indenters and exterior constraints. *Thin-Walled Structures*, 44(8), 872-885.
- Morris, E., Olabi, A. G., & Hashmi, M. S. J. (2007). Lateral crushing of circular and non-circular tube systems under quasi-static conditions. *Journal of Materials Processing Technology*, 191(1–3), 132-135.

- Nagel, G. (2005). *Impact and Energy Absorption of Straight and Tapered Rectangular Tubes*.
- Nagel, G. M., & Thambiratnam, D. P. (2004). A numerical study on the impact response and energy absorption of tapered thin-walled tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 46(2), 201-216.
- Nagel, G. M., & Thambiratnam, D. P. (2005). Computer simulation and energy absorption of tapered thin-walled rectangular tubes. *Thin-Walled Structures*, 43(8), 1225-1242.
- Nagel, G. M., & Thambiratnam, D. P. (2006). Dynamic simulation and energy absorption of tapered thin-walled tubes under oblique impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 32(10), 1595-1620.
- Nia, A. A., & Hamedani, J. H. (2010). Comparative analysis of energy absorption and deformations of thin walled tubes with various section geometries. *Thin-Walled Structures*, 48(12), 946-954.
- Niknejad, A., & Orojloo, P. H. (2016). A novel nested system of tubes with special cross-section as the energy absorber. *Thin-Walled Structures*, 100, 113-123.
- Niknejad, A., & Rahmani, D. M. (2014). Experimental and theoretical study of the lateral compression process on the empty and foam-filled hexagonal columns. *Materials and Design*, 53, 250-261.
- Niknejad, A., Elahi, S. A., & Liaghat, G. H. (2012). Experimental investigation on the lateral compression in the foam-filled circular tubes. *Materials and Design*, 36, 24-34.
- Niknejad, A., Elahi, S. M., Elahi, S. A., & Elahi, S. A. (2013). Theoretical and experimental study on the flattening deformation of the rectangular brazen and aluminum columns. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 13(4), 449-464.
- Olabi, A. G., Morris, E., Hashmi, M. S. J., & Gilchrist, M. D. (2008). Optimised design of nested oblong tube energy absorbers under lateral impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 35(1), 10-26.
- Onsalung, N., Thinvongpituk, C., & Painthong, K. (2010). The Influence of Foam Density on Specific Energy Absorption of Rectangular Steel Tubes. *Energy Research Journal*, 1(2), 135-140.
- Paz, J., Díaz, J., Romera, L., & Costas, M. (2014). Crushing analysis and multi-objective crashworthiness optimization of GFRP honeycomb-filled energy absorption devices. *Finite Elements in Analysis and Design*, 91, 30-39.

- Pirmohammad, S., & Marzdashti, S. E. (2016). Crushing behavior of new designed multi-cell members subjected to axial and oblique quasi-static loads. *Thin-Walled Structures*, 108, 291-304.
- Ramakrishna, S., & Hamada, H. (1998). Energy absorption characteristics of crash worthy structural composite materials. *Key Engineering Materials*, 143, 585-622.
- Reddy, S., Abbasi, M., & Fard, M. (2015). Multi-cornered thin-walled sheet metal members for enhanced crashworthiness and occupant protection. *Thin-Walled Structures*, 94, 56-66.
- Reid, S. R. (1983). *Laterally Compressed Metal Tubes As Impact Energy Absorbers*.
- Reid, S. R., & Peng, C. (1997). Dynamic uniaxial crushing of wood. *International Journal of Impact Engineering*, 19(5-6), 531-570.
- Reid, S. R., & Reddy, T. Y. (1986). Axial crushing of foam-filled tapered sheet metal tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 28(10), 643-656.
- Reid, S. R., & Reddy, T. Y. (1986). Static and dynamic crushing of tapered sheet metal tubes of rectangular cross-section. *International Journal of Mechanical Sciences*, 28(9), 623-637.
- Reid, S. R., Drew, S. L. K., & Carney, J. F. (1983). Energy absorbing capacities of braced metal tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 25(9-10), 649-667.
- Reid, S. R., Reddy, T. Y., & Gray, M. D. (1986). Static and dynamic axial crushing of foam-filled sheet metal tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 28(5), 295-322.
- Reyes, A., Hopperstad, O. S., & Langseth, M. (2004). Aluminum foam-filled extrusions Subjected to oblique loading: experimental and numerical study. *International Journal of Solids and Structures*, 41(5-6), 1645-1675.
- Reyes, A., Langseth, M., & Hopperstad, O. S. (2002). Crashworthiness of aluminum extrusions subjected to oblique loading: Experiments and numerical analyses. *International Journal of Mechanical Sciences* 44(9), 1965-1984
- Reyes, A., Langseth, M., & Hopperstad, O. S. (2003). Square aluminum tubes subjected to oblique loading. *International Journal of Impact Engineering*, 28(10), 1077-1106.
- 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(6), 379-399.
- Santosa, S., & Wierzbicki, T. (1998). Crash behavior of box columns filled with aluminum honeycomb or foam. *Computers and Structures*, 68(4), 343-367

- Santosa, S., & Wierzbicki, T. (1999). Effect of an ultralight metal filler on the bending collapse behavior of thin-walled prismatic columns. *International Journal of Mechanical Sciences*, 41(8), 995–1019.
- Seitzberger, M., Rammerstorfer, F. G., Degischer, H. P., & Grading, R. (1997). Crushing of axially compressed steel tubes filled with aluminium foam. *Acta Mechanica*, 125(1–4), 93-105.
- Seitzberger, M., Rammerstorfer, F. G., Grading, R., Degischer, H. P., Blaimschein, M., & Walch, C. (2000). Experimental studies on the quasi-static axial crushing of steel columns filled with aluminium foam. *International Journal of Solids and Structures*, 37(30), 4125-4147.
- Seyedi, M. R., Jung, S., Wekezer, J., Kerrigan, J. R., Gepner, B., Bois, P. D., Chou, C. C., Fileta, B. B., King, A. I., & Mahmood, H. F. (2004). Vehicle crashworthiness and occupant protection. *International Journal of Crashworthiness*, 25(3), 363-399.
- Shahbeyk, S., Vafai, A., & Petrinic, N. (2005). Axial crushing of metal foam-filled square columns: Foam density distribution and impactor inclination effects. *Thin-Walled Structures*, 43(12), 1818-1830.
- Shin, K. C., Lee, J. J., Kim, K. H., Song, M. C., & Huh, J. S. (2002). Axial crush and bending collapse of an aluminum/GFRP hybrid square tube and its energy absorption capability. *Composite Structures*, 57(1–4), 279-287.
- Singace, A. A., & El-Sobky, H. (1997). Behaviour of axially crushed corrugated tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 39(3), 249-268.
- Song, J., Chen, Y., & Lu, G. (2013). Light-weight thin-walled structures with patterned windows under axial crushing. *International Journal of Mechanical Sciences*, 66, 239-248.
- Sun, G., Tian, X., Fang, J., Xu, F., Li, G., & Huang, X. (2015). Dynamical bending analysis and optimization design for functionally graded thickness (FGT) tube. *International Journal of Impact Engineering*, 78, 128-137.
- Tabacu, S. (2015). Axial crushing of circular structures with rectangular multi-cell insert. *Thin-Walled Structures*, 95, 297-309.
- Tagarielli, V. L., Deshpande, V. S., & Fleck, N. A. (2008). The high strain rate response of PVC foams and end-grain balsa wood. *Composites Part B: Engineering*, 39(1), 83-91.
- Tan, P. J., Reid, S. R., Harrigan, J. J., Zou, Z., & Li, S. (2005). Dynamic compressive strength properties of aluminium foams. Part I- Experimental data and observations. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 53(10), 2117-2205.

- Tan, P. J., Reid, S. R., Harrigan, J. J., Zou, Z., & Li, S. (2005). Dynamic compressive strength properties of aluminium foams. Part II- "shock" theory and comparison with experimental data and numerical models. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 53(10), 2206-2230.
- Tang, T., Zhang, W., Yin, H., & Wang, H. (2016). Crushing analysis of thin-walled beams with various section geometries under lateral impact. *Thin-Walled Structures*, 102, 43-57.
- Tang, Z., Liu, S., & Zhang, Z. (2012). Energy absorption properties of non-convex multi-corner thin-walled columns. *Thin-Walled Structures*, 51, 112-120.
- Tang, Z., Liu, S., & Zhang, Z. (2013). Analysis of energy absorption characteristics of cylindrical multi-cell columns. *Thin-Walled Structures*, 62, 75-84.
- Tarlochan, F., Samer, F., Hamouda, A. M. S., Ramesh, S., & Khalid, K. (2013). Design of thin wall structures for energy absorption applications: Enhancement of crashworthiness due to axial and oblique impact forces. *Thin-Walled Structures*, 71, 7-17.
- Taştan, A., Acar, E., Güler, M. A., & Kılınçkaya, U. (2016). Optimum crashworthiness design of tapered thin-walled tubes with lateral circular cutouts. *Thin-Walled Structures*, 107, 543-553.
- Thornton, P. H., & Magee, C. L. (1977). The interplay of geometric and laterals variables in energy absorption. *Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME*, 99(2), 114-120.
- Toksoy, A. K., & Güden, M. (2005). The strengthening effect of polystyrene foam filling in aluminum thin-walled cylindrical tubes. *Thin-Walled Structures*, 43(2), 333-350.
- Tran, T., Hou, S., Han, X., Tan, W., & Nguyen, N. (2014). Theoretical prediction and crashworthiness optimization of multi-cell triangular tubes. *Thin-Walled Structures*, 82, 183-195.
- Wågström, L., Thomson, R., & Pipkorn, B. (2005). Structural adaptivity in frontal collisions: Implications on crash pulse characteristics. In *International Journal of Crashworthiness* 10, 371-378.
- Wang, B., & Lu, G. (2002). Mushrooming of circular tubes under dynamic axial loading. *Thin-Walled Structures*, 40(2), 167-182.
- Wang, H., Yang, J., Liu, H., Sun, Y., & Yu, T. X. (2015). Internally nested circular tube system subjected to lateral impact loading. *Thin-Walled Structures*, 91, 72-81.
- Wang, P., Zheng, Q., Fan, H., Sun, F., Jin, F., & Qu, Z. (2015). Quasi-static crushing behaviors and plastic analysis of thin-walled triangular tubes. *Journal of Constructional Steel Research*, 106, 35-43.

- Wang, Z., Li, Z., & Zhang, X. (2016). Bending resistance of thin-walled multi-cell square tubes. *Thin-Walled Structures*, 107, 287-299.
- Wierzbicki, T., Bhat, S. U., Abramowicz, W., & Brodtkin, D. (1992). Alexander revisited- A two folding elements model of progressive crushing of tubes. *International Journal of Solids and Structures*, 29(24), 3269-3288.
- Witteman, W. J. (1999). Improved vehicle crashworthiness design by control of the energy absorption for different collision situations. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven.
- Wu, L., & Carney, J. F. (1997). Initial collapse of braced elliptical tubes under lateral compression. *International Journal of Mechanical Sciences*, 39(9), 1023-1036.
- Wu, L., & Carney, J. F. (1998). Experimental analyses of collapse behaviors of braced elliptical tubes under lateral compression. *International Journal of Mechanical Sciences*, 40(8), 761-777.
- Xu, S., Ruan, D., & Lu, G. (2014). Strength enhancement of aluminium foams and honeycombs by entrapped air under dynamic loadings. *International Journal of Impact Engineering*, 74, 120-125.
- Xu, S., Ruan, D., Lu, G., & Yu, T. X. (2015). Collision and rebounding of circular rings on rigid target. *International Journal of Impact Engineering*, 79, 14-21.
- Yamashita, M., Gotoh, M., & Sawairi, Y. (2003). Axial crush of hollow cylindrical structures with various polygonal cross-sections: Numerical simulation and experiment. *Journal of Materials Processing Technology*, 140(1-3), 59-64.
- Yan, W., Durif, E., Yamada, Y., & Wen, C. (2007). Crushing simulation of foam-filled aluminium tubes. *Materials Transactions*, 48(7), 1901-1906.
- Yella Reddy, T., & Reid, S. R. (1979). Lateral compression of tubes and tube-systems with side constraints. *International Journal of Mechanical Sciences*, 21(3), 187-199.
- Yıldızçelik İ, (2007). Side Crash Of A Vehicle And Dummy Performance, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü, 222360.
- Yi, F., Zhu, Z., Zu, F., Hu, S., & Yi, P. (2001). Strain rate effects on the compressive property and the energy-absorbing capacity of aluminum alloy foams. *Materials Characterization*, 47(5), 417-422.
- Yu, X. H., Qiu, X. M., & Yu, T. X. (2015). Analysis of the free external inversion of circular tubes based on deformation theory. *International Journal of Mechanical Sciences*, 100, 262-268.

- Yuen, S. C. K., & Nurick, G. N. (2008). The energy-absorbing characteristics of tubular structures with geometric and material modifications: An overview. In *Applied Mechanics Reviews* 61.
- Zarei, H. R., & Kröger, M. (2008). Bending behavior of empty and foam-filled beams: Structural optimization. *International Journal of Impact Engineering*, 35(6), 521–529.
- Zarei, H. R., & Kröger, M. (2008). Optimization of the foam-filled aluminum tubes for crush box application. *Thin-Walled Structures*, 46(2), 214-222.
- Zhang, X., & Cheng, G. (2007). A comparative study of energy absorption characteristics of foam-filled and multi-cell square columns. *International Journal of Impact Engineering*, 34(11), 1739-1752.
- Zhang, X., & Huh, H. (2010). Crushing analysis of polygonal columns and angle elements. *International Journal of Impact Engineering*, 37(4), 441-451.
- Zhang, X., & Zhang, H. (2013). Energy absorption of multi-cell stub columns under axial compression. *Thin-Walled Structures*, 68, 156-163.
- Zhang, X., & Zhang, H. (2014). Axial crushing of circular multi-cell columns. *International Journal of Impact Engineering*, 65, 110-125.
- Zhang, X., Cheng, G., & Zhang, H. (2006). Theoretical prediction and numerical simulation of multi-cell square thin-walled structures. *Thin-Walled Structures*, 44(11), 1185-1191.
- Zhang, X., Wen, Z., & Zhang, H. (2014). Axial crushing and optimal design of square tubes with graded thickness. *Thin-Walled Structures*, 84, 263-274.
- Zhang, X., Zhang, H., & Wang, Z. (2016). Bending collapse of square tubes with variable thickness. *International Journal of Mechanical Sciences*, 106, 107-116.
- Zhang, X., Zhang, H., & Wen, Z. (2015). Axial crushing of tapered circular tubes with graded thickness. *International Journal of Mechanical Sciences*, 92, 12-23.
- Zhao, H., Elnasri, I., & Abdennadher, S. (2005). An experimental study on the behaviour under impact loading of metallic cellular materials. *International Journal of Mechanical Sciences*, 47(4-5), 757-774.
- Zhu, G., Li, S., Sun, G., Li, G., & Li, Q. (2016). On design of graded honeycomb filler and tubal wall thickness for multiple load cases. *Thin-Walled Structures*, 109, 377–389.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

- Çetin B., **Toker A.**, Davut K., Altan E., Erkan A., Yılmaz T.U., AISI 4140 Çeliğinin Sertleşebilirlik Performansı Üzerinde Hesaplamalı Metalurji Tabanlı Hassasiyet Analizi, *6. Uluslararası Kapadokya Malzeme Bilimi ve Teknolojisi Konferansı (IMSTEC'21)*, Kapadokya, Türkiye, 26-27-28 Kasım 2021.
- Toker A.**, Sınmazçelik T., Dairesel Kesitli Çarpışma Kutularının Üzerine Açılan Oyukların ve Koniklik Açısının Çarpışma Performansına Etkisinin İncelenmesi, *Ankara IV. Uluslararası Bilimsel Araştırmalar Kongresi*, Ankara, Türkiye, 10-11 Nisan 2021.



ÖZGEÇMİŞ

İlk ve orta ęretimini sırasıyla Dalama İlk ęretim Okulu, Hacı Lutfiye Atay İlk ęretim Okulu, Aydın Başak Koleji'nde tamamladıktan sonra lise ęrenimini Adnan Menderes Anadolu Lisesi'nde tamamladı. 2014 yılında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'n kazandı. 1 sene İngilizce hazırlık ęitimi aldı. 4 senelik Makine Mühendisliği Lisans ęitimini 2019 yılı haziran ayında 2.92 ortalama ile tamamladı. 2019 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans ęrenimine başladı. 03.07.2019 tarihinde çalışmaya başladığı Onatus ngr Teknolojileri'nde Teknik Ekip Lideri olarak çalışmaktadır.

