

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YOLCU VAGONU İÇİN ÇARPIŞMA ENERJİSİ SÖNÜMLEYİCİ
TASARIMI**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Selen SAĞSÖZ KARAKULAK

Raylı Sistemler Mühendisliği Anabilim Dalı

Raylı Sistemler Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YOLCU VAGONU İÇİN ÇARPIŞMA ENERJİSİ SÖNÜMLEYİCİ
TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Selen SAĞSÖZ KARAKULAK
(526151023)**

Raylı Sistemler Mühendisliği Anabilim Dalı

Raylı Sistemler Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ata MUĞAN

HAZİRAN 2019

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 526151023 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Selen SAĞSÖZ KARAKULAK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “YOLCU VAGONU İÇİN ÇARPIŞMA ENERJİSİ SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ata MUĞAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof.Dr. Vedat Ziya DOĞAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Cüneyt YILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **02 Mayıs 2019**

Savunma Tarihi : **11 Haziran 2019**





Anneme, babama, eşime, kardeşime ve tüm desteklerine,



ÖNSÖZ

Çalışmalarında ve araştırmalarında destek vermekten hiçbir zaman kaçınmayan, tecrübeleri ile yoluma ışık tutan, daha iyisi için yüreklendiren ve hiçbir yardımını esirgemeyen danışmanım ve yol göstericim olan Prof. Dr. Ata MUĞAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Araştırmalarım sırasında bana verdikleri destek ve yardımlardan dolayı çalışma arkadaşlarım Ahmet Salih YILMAZ ve Barış ÖZBEK'e teşekkür ederim.

Tüm akademik çalışmalarım boyunca maddi ve manevi desteklerini benden esirgemedikleri için sevgili aileme şükranlarımı sunarım.

Haziran 2019

Selen SAĞSÖZ KARAKULAK
(Yapısal Analiz Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY.....	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. CEM SİSTEMLERİ.....	7
2.1 CEM Sistemi Elemanları	9
2.1.1 Makinist kabini çarpışma koruyucu elemanları	9
2.1.2 Kuplörler ve tırmanma önleyiciler	10
2.1.3 Çarpışma duvarı ve köşe direkleri.....	11
2.1.4 Tavan enerji sönümleyici elemanlar.....	12
2.1.5 Ana enerji sönümleyici elemanlar	12
2.1.6 İnce cidarlı tüpler ve bal peteği yapıları	13
2.2 CEM Sistemleri Uygulamaları.....	16
3. İNCE CİDARLI TÜPLERİN DEFORMASYONU	21
3.1 İnce Cidarlı Tüplerin Enerji Sönüm Denklemleri.....	21
3.1.1 Enerji sönüm kapasitesi (EA)	21
3.1.2 Spesifik enerji emilimi (SEA)	22
3.1.3 Açılı yüklemeye altında spesifik enerji emilimi (SEA_a)	22
3.1.4 Strok verimliliği (e_g).....	23
3.1.5 Enerji verimliliği (e_E)	23
3.1.6 Çarpma kuvveti verimliliği (CFE)	23
3.1.7 Birim ezilme uzunluğu başına sönümlenen enerji (E_{cl}).....	24
3.2 Enerji Sönümleyici Yapılar.....	24
3.2.1 İçi boş ince cidarlı tüpler	24
3.2.1.1 Eksenel darbe durumu.....	25
3.2.1.2 Tüpün ters çevrilmesi durumu.....	29
3.2.1.3 Tüpün şeritlere ayrılması durumu.....	30
3.2.1.4 Noktasal yük altında çukurlaştırılma	31
3.2.1.5 Tüplerin yanal düzleştirilmesi	32
3.2.2 İç içe geçmiş ince cidarlı tüpler.....	33
3.2.3 Köpük dolgululu tüpler.....	34
4. ENERJİ SÖNÜMLEME ELEMANLARININ OPTİMİZASYON YÖNTEMİ	37
4.1 Sonlu Eleman Metodu	37
4.2 Yanıt Yüzey Yöntemi.....	38

5. ENERJİ SÖNÜMLEYİCİ SEÇİMİ VE FE ANALİZLERİ	43
5.1 Profil Geometrileri	43
5.2 Sonlu Eleman Modeli.....	43
5.3 Malzeme Modeli	45
5.4 İnce Cidarlı Tüplerin FE Analizleri	48
5.4.2 Daire kesitli tüpün FE analizi	49
5.4.3 Altıgen kesitli tüpün FE analizi	50
5.4.4 Konik kesitli tüpün FE analizi	52
5.5 İnce Cidarlı Tüplerin Enerji Sönüm Kapasitelerinin Karşılaştırılması	53
6. VAGONUN ENERJİ SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI VE FE ANALİZLERİ	55
6.1 Geleneksel Vagonun Modellenmesi	55
6.2 Geleneksel Vagonun Çarpışma Analizi	57
6.3 Enerji Sönümleyici Eleman Tasarımı	59
6.3.1 Al köpük malzeme özellikleri.....	59
6.3.2 Enerji sönümleyici tüplerin FE analizi.....	63
6.3.3 Enerji sönümleyici elemanın sönüm kapasitesi hesabı	67
6.3.4 Enerji sönümleyici elemanın kalınlık optimizasyonu	68
6.4 Enerji Sönümleyiciye Sahip Vagonun Sonlu Eleman Analizi	71
7. SONUÇLAR	79
KAYNAKLAR.....	83
ÖZGEÇMİŞ.....	89

KISALTMALAR

APTA	: Amerika Toplu Taşımacılık Kuruluşu
CEM	: Çarpışma Enerjisi Kontrol Sistemi
CFE	: Çarpma Kuvveti Verimliliği
EA	: Enerji Sönüm Kapasitesi
EET	: İçi Boş ve İçi Boş Tüp
EN	: Avrupa Normu
FE	: Sonlu Eleman
FEA	: Sonlu Eleman Analizi
FEM	: Sonlu Eleman Metodu
FET	: Köpük ve İçi Boş Tüp
FFT	: Köpük ve Köpük Tüp
FRA	: Devlet raylı Taşımacılık Araştırma Merkezi
RSM	: Yanıt Yüzey Yöntemi
SEA	: Spesifik Enerji Emilimi



SEMBOLLER

E	: Elastiklik modülü
ρ	: Yoğunluk
n	: Poisson oranı
δ	: Yer değiştirme
ϵ	: Birim şekil değişim miktarı





ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 6.1 : Optimizasyon çıktıları.....69





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Demiryolu araçları ve otomobillerde çarpışma koruyucu olarak kullanılan sistemler.....	2
Şekil 1.2	: 1910–2009 yılları arasında meydana gelmiş demiryolu kaza başına ölüm ve yaralanma sayıları.	2
Şekil 1.3	: Vagon çarpışma örnekleri.	3
Şekil 1.4	: FEM analizi-vagon önden çarpma.	4
Şekil 1.5	: FEM analizi-yandan çarpma.....	5
Şekil 2.1	: CEM sistemi deformasyon davranışı.....	8
Şekil 2.2	: FRA Çarpışma Bölgesi	9
Şekil 2.3	: (1) Klasik vagon çarpışma davranışı, (2) tasarımı geliştirilmiş vagonun çarpışma davranışı	10
Şekil 2.4	: Otomatik kuplör	11
Şekil 2.5	: Tırmanma önleyici	11
Şekil 2.6	: Çarpma duvarı ve köşe delikleri	12
Şekil 2.7	: Ana enerji sönmüleyici eleman.	12
Şekil 2.8	: Profilin kalınlık dağılımları.	14
Şekil 2.9	: Farklı tasarımların deformasyon cevapları.	16
Şekil 2.10	: Bal peteği yapılı CEM sistem tasarımı	16
Şekil 2.11	: Geleneksel tasarıma sahip ve CEM sistemine sahip trenlerin çarpışma sonrası deformasyonları	17
Şekil 2.12	: CEM sistemi kafes yapısı.	17
Şekil 2.13	: FRA'nın belirlediği test senaryoları.....	18
Şekil 2.14	: Geri itim kuplörü tasarımı ve test sonrası görüntüsü.	18
Şekil 2.15	: Deforme olabilir tırmanma önleyici tasarımı ve test sonrası deforme olmuş görüntüsü.	19
Şekil 2.16	: Kayar kolon mekanizmasına sahip CEM sistemi	19
Şekil 3.1	: Kuvvet – şekil değişimi eğrisi integrasyonu	22
Şekil 3.2	: Dairesel kesitli tüpün deformasyon modları.	25
Şekil 3.3	: İnce cidarlı tüpün akordeon modu	26
Şekil 3.4	: İnce cidarlı tüpün karışık modu	26
Şekil 3.5	: İnce cidarlı tüpün Euler-burkulma modu	26
Şekil 3.6	: İdeal kiriş burkulma modu	27
Şekil 3.7	: Aynı kütle, farklı duvar kalınlıklarına sahip çok hücreli tüplerin konfigürasyonları ve boyutları	28
Şekil 3.8	: Tüplerin deformasyonu	28
Şekil 3.9	: Bir kalıp kullanarak ince cidarlı tüplerin ters çevrilmesinin deformasyon modları a) içe doğru çevirme b) dışa doğru çevirme.....	29
Şekil 3.10	: Bir kalıp kullanarak ince cidarlı tüplerin ters çevrilmesinin deformasyon modları	30

Şekil 3.11 : D =74 mm çelik borular için kuvvet-yer değiştirme eğrileri; t = 1.8 mm $\alpha=450$, $\alpha=600$, $\alpha=750$	30
Şekil 3.12 : Tüpü şeritlerine ayırma işlemi sırasında Sp-21 numune örneği için eksenel yük - yer değiştirme diyagramı	31
Şekil 3.13 : Tüpün noktasal yük altında çukurlaştırılması işlemi (a) çok hücreli tüpün üç nokta basma testi, (b) deforme olmuş şekil.....	32
Şekil 3.14 : Numunelerin noktasal yük altında deformasyonu.....	32
Şekil 3.15 : İki paralel plaka ile sıkıştırılmış eliptik tüpün deformasyon modu.....	33
Şekil 3.16 : Kontrol edilebilir enerji sönümleyici sistem.....	33
Şekil 3.17 : İçi boş ve köpük dolgulu tüpler.....	34
Şekil 3.18 : İçi boş ve köpük dolgulu tüplerin enerji – şekil değişim grafiği.....	35
Şekil 3.19 : İçi boş ve köpük dolgulu dairesel kesitli tüpler	35
Şekil 5.1 : Tüplerin geometrileri.	43
Şekil 5.2 : Sonlu elemanlar modeli.	44
Şekil 5.3 : Kuvvet-uzama eğrisinin gerilme-birim uzama eğrisine çevrilmesi.	46
Şekil 5.4 : S420MC çekme testi.....	46
Şekil 5.5 : Kare kesitli ince cidarlı tüpün deformasyonu.	48
Şekil 5.6 : Kare kesitli tüpün rijit plaka kuvveti – yer değiştirme grafiği.	48
Şekil 5.7 : Kare kesitli tüpün enerji – yer değiştirme grafiği.....	49
Şekil 5.8 : Dairesel kesitli ince cidarlı tüpün deformasyonu.....	49
Şekil 5.9 : Dairesel kesitli tüpün rijit plaka kuvveti – yer değiştirme grafiği.....	50
Şekil 5.10 : Dairesel kesitli tüpün enerji – yer değiştirme grafiği.	50
Şekil 5.11 : Altıgen kesitli ince cidarlı tüpün deformasyonu.	51
Şekil 5.12 : Altıgen kesitli tüpün rijit plaka kuvveti – yer değiştirme grafiği.	51
Şekil 5.13 : Altıgen kesitli tüpün enerji – yer değiştirme grafiği.	51
Şekil 5.14 : Konik kesitli ince cidarlı tüpün deformasyonu.	52
Şekil 5.15 : Konik kesitli tüpün rijit plaka kuvveti – yer değiştirme grafiği.....	53
Şekil 5.16 : Konik kesitli tüpün tüpün enerji – yer değiştirme grafiği.....	53
Şekil 5.17 : Tüplerin Enerji Sönüm Kapasiteleri.	53
Şekil 6.1 : Vagonun sonlu eleman modeli.	55
Şekil 6.2 : Vagonu oluşturan elemanların malzeme ve sac kalınlıkları	56
Şekil 6.3 : Geleneksel vagonun 150 ms’de gerilme dağılımı.	58
Şekil 6.4 : Vagonun 50 km/s ile çarpma anındaki deformasyonu.	58
Şekil 6.5 : Vagonun kuvvet - zaman grafiği.	59
Şekil 6.6 : Al Köpük test numuneleri.....	60
Şekil 6.7 : Basma testi.	60
Şekil 6.8 : İçi boş profilin deformasyonu.	61
Şekil 6.9 : 0,48 g/cm ³ yoğunluklu Al köpük.	61
Şekil 6.10 : 0,48 g/cm ³ yoğunluklu içi köpük dolu profilin basma testi.	61
Şekil 6.11 : 0,35 g/cm ³ yoğunluklu içi köpük dolu profilin basma testi.	62
Şekil 6.12 : 0,35 g/cm ³ yoğunluklu Al köpük.	62
Şekil 6.13 : İç içe geçmiş içi boş tüp, içi dolu-İçi boş tüp, içi dolu tüp.	63
Şekil 6.14 : 0° açı ile tüplerin deformasyonu.....	64
Şekil 6.15 : 30° açı ile tüplerin deformasyonu.....	65
Şekil 6.16 : 0° açı ile tüplerin enerji sönümleri.....	66
Şekil 6.17 : 30° açı ile tüplerin enerji sönümleri.....	66
Şekil 6.18 : Kalınlık değişimi – Enerji grafiği.....	70
Şekil 6.19 : Kalınlık – Akma dayanımı grafiği.....	70
Şekil 6.20 : Vagonun ezilme bölgesi.....	71
Şekil 6.21 : Geleneksel vagon (0 ms - 180 ms).....	72

Şekil 6.22 : Geleneksel vagon – enerji sönümleyici geliştirilmiş vagon ezilme bölgeleri	72
Şekil 6.23 : Enerji sönümleyici tasarımı	73
Şekil 6.24 : Geleneksel vagon – CEM vagon enerji sönümleyici.	73
Şekil 6.25 : CEM vagonun 150 ms’de gerilme dağılımı.	74
Şekil 6.26 : Al köpüklerin plastik şekil değişimi	74
Şekil 6.27 : CEM vagonunun 50 km/s ile çarpma anındaki deformasyonu.	75
Şekil 6.28 : Geleneksel ve CEM vagonu kuvvet – zaman grafiği.	76
Şekil 6.29 : CEM enerji – zaman grafiği.	76
Şekil 6.30 : Cem vagonu ve Geleneksel vagonun yavaşlama süreleri	77
Şekil 6.31 : CEM vagonu ve Geleneksel vagonun ivme – zaman grafiği	78





YOLCU VAGONLARI İÇİN ÇARPIŞMA ENERJİSİ SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

ÖZET

Demiryolu araçlarının kullanımı sırasında meydana gelebilecek kazalar birçok yaralanma ve ölüm vakasını da beraberinde getirmektedir. Demiryolu araçlarının çarpışma güvenliğini sağlamak amacı ile deray, tırmanma ve iç içe geçme gibi vagonların farklı çarpışma senaryoları değerlendirilir. Bu senaryoların gerçekleştiği durumda yolcuların en az derecede etkilenmesini sağlamak için, demiryolu vagonu çarpışma enerji yönetimi (CEM) sistemi kavramı ortaya çıkmıştır. CEM sistemleri, vagonun çarpışması anında oluşan kinetik enerjinin kontrollü bir şekilde sönmülmesini ve yolcuların üzerine gelen ivmeyi azaltılarak, ölümcül yaralanma riskini düşürür.

Bu çalışmada; geleneksel bir yolcu vagonunun çarpışması sırasında, yapıda meydana gelen burkulmaları ve deformasyonu kontrollü hale getirerek, enerji sönmülmesini sağlamak için enerji sönmüleyici tasarımı yapılmıştır. Kare, dairesel, konik ve altıgen kesitli ince cidarlı tüplerin sonlu eleman modelleri hazırlanarak, rijit plaka yardımı ile darbe uygulanmış ve darbe altındaki deformasyon modları, enerji sönmül kapasiteleri karşılaştırılmıştır. En fazla enerji sönmül kapasitesine sahip olan dairesel kesitli tüp seçilerek çalışmanın devamında kullanılmıştır.

Diğer yandan literatür çalışmaları incelendiğinde, yüksek ağırlığa sahip ulaşım araçlarının çarpışma anında enerji sönmüleyici yapılarının tasarımında Al köpük malzemelerin yaygın olarak kullanıldığı görülmüştür. Bu nedenle bu çalışmada da Al köpük malzemenin enerji sönmüleyici tasarımda kullanmanın sisteme ne kadar fayda sağlayacağı araştırılmıştır. Farklı yoğunluğa sahip Al köpükler, darbe altında iken farklı enerji sönmül davranışları göstermektedirler. $0,35 \text{ g/cm}^3$ ve $0,48 \text{ g/cm}^3$ yoğunluğa sahip iki farklı Al köpük, bir adet içi boş kare tüp ve içi köpük doldurulmuş bir kare tüpe basma yükü uygulanmış ve deforme olma, enerji sönmül kapasiteleri karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonucunda, beklendiği üzere içi Al köpük dolu tüplerin daha fazla enerji sönmülediği görülmüştür. En fazla enerji sönmülünü $0,48 \text{ g/cm}^3$ yoğunluklu Al köpük ile doldurulmuş tüpün sağladığı saptanmıştır. Basma testinden elde edilen kuvvet - yer değiştirme grafiğinden alınan değerler malzeme modeline girdi oluşturmuştur. Bu değerler ile iç içe geçmiş içi boş dairesel kesitli tüp, iç içe geçmiş içi Al köpük dolu dairesel kesitli tüp ve içi boş tüp, içi Al köpük ile dolu dairesel kesitli tüpe rijit plaka yardımı ile 50 km/s hızda darbe uygulanmıştır. Çarpışma anında gelen darbeler her zaman 0° açı ile olmayabilir bu nedenle enerji sönmüleyicinin açılı gelecek darbelere karşı da dayanıklı olması beklenir. Yapılan karşılaştırmada 0° ve 30° 'lik açılar ile tüplere darbe uygulanmıştır. Karşılaştırma sonucunda içi köpük dolu olan tüpün hem 0° hem de 30° 'lik açı ile gelen darbelere karşı en iyi enerji sönmülünü gösterdiği görülmüştür.

Çalışmada enerji sönmüleyici tasarlamak üzere herhangi bir CEM sistemine sahip olmayan geleneksel bir yolcu vagon modeli üzerinde çalışılmıştır. Vagonun tavan,

taban ve yan duvarları olmak üzere ana bileşenleri Altair HyperWorks/HyperMesh ile modellenmiştir. FE modeli hazırlanırken kabuk ve üç boyutlu katı elemanlar kullanılmıştır. Boji ağırlıkları, bojilerin vagon üzerinde bağlandıkları yerlere noktasal yük olarak tanımlanmıştır. Vagonun maksimum yüklü ağırlığı TCDD'nin kullandığı yolcu vagonları dolu ağırlıkları göz önünde bulundurularak hesaplanmıştır ve vagon üzerinde modellenmeyen diğer komponentler araç üzerinde noktasal yük olarak dağıtılmıştır. Çalışmanın bu kısmında, geleneksel yolcu vagonunun 50 km/s hız ile rijit bir duvara önden çarpması durumu simüle edilmiştir. Sınır koşulları belirlenirken uluslararası standartlar ve test koşulları göz önünde bulundurulmuştur. FE analizler RADIOSS çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda vagonun taban bölgesinde burkulma meydana geldiği ve yeterli düzeyde enerji sönümleyemediği, buna bağlı olarak da deformasyonun yolcu bölgesine doğru ilerlediği görülmüştür. Bu nedenle geleneksel vagon için Al köpük kullanılarak burkulmaları engellemek ve enerji sönümünü arttırmak hedeflenmiştir.

Enerji sönümleyici sistemin optimum tüp kalınlığını bulabilmek için Altair HyperWorks/HyperStudy kullanılmıştır. Sisteme kısıt olarak dairesel kesitli tüpün et kalınlığı ve malzemesinin akma dayanımı girilmiştir. İterasyonlar en fazla enerji sönümünü sağlayacak et kalınlığı ve ona karşılık gelen akma dayanımı değeri bulunmuştur.

Tez kapsamında geliştirilen enerji sönümleyiciye referans olması için kullanılan geleneksel vagonun sonlu eleman analizleri, çarpışma enerjisinin sönümlenmesi için ezilme bölgesinin tek başına yeterli olmadığını göstermiştir. Bu nedenle ezilme bölgesinde yapısal değişiklikler yapılmış ve kontrollü enerji sönümü için, içi Al köpük dolu dairesel kesitli tüpler kullanılarak enerji sönümleyiciler yerleştirilmiştir. CEM vagonunun sonlu eleman analizleri, burkulmaların engellendiğini ve enerji sönümünün yolcu alanına ilerlemeden sönümlenebildiğini göstermektedir. Aynı zamanda geleneksel yolcu vagonuna göre daha uzun sürede yavaşladığı görülmüştür. Bu da yolcu üzerine gelen ivmenin daha düşük olduğunu ve ölümlü yaralanma riskinin daha düşük olduğunu göstermektedir.

ENERGY ABSORBER DESIGN FOR PASSENGER WAGON

SUMMARY

New designs and transportation solutions are being developed that will be an alternative to existing transport vehicles with the work done to reduce transportation problems. With the increase in the population, the need for more people and freight transportation, as in all transportation vehicles, required the work on railway vehicles. While these studies are carried out, the loading and operation condition of the design are taken into consideration. These conditions have been changed with people's new demands emerging from the day, and have revealed new constraints. One of these constraints that we experience is collision security. In addition to the trouble-free operation of the vehicles under all loading conditions, it is desirable to minimize the loss of life and property in case of a possible incident. Therefore, as in all transportation vehicles, collision safety has gained importance in railway vehicles and different studies have been carried out in order to control the energy generated in the event of collision

Considering the size, velocity and weight of the railway vehicles, it is seen that the energy to be absorbed is also very large. The energy that is released causes a great deal of buckling and unrestrained movement. To improve the safety of passenger cars, CEM (Crash Energy Management) systems have developed an alternative strategy. The CEM system includes strategically located crush zones to ensure the collision energy to be absorbed through the body. Depending on cruising speed and structure, trains have their own structural elements and energy absorbing properties of the trains. In this study, energy absorber design is made for a conventional passenger car which does not have CEM system, and it is ensured more energy to be absorbed and controlled deformation of the existing car in case of collision.

These systems need to be optimized and work correctly. It is necessary to compare the outputs of alternative designs when performing optimization studies. This is possible with the help of tests, but for each new design, testing with a real wagon leads to both cost and time loss. Since it is not possible to perform a real test for each individual experiment, in order to compare the designs and to obtain the most useful solution, calculations are made by the finite element method. For finite element analysis of complex models with many components, the completion of the FE model requires a long process. Nevertheless, in the design and product development stages of a finite element model which gives consistent results with physical tests, it increases the importance of this method which has the flexibility to respond easily to the results of iterations and it can be repeated with much lower costs. Hence, in this study, different designs are compared by using finite element analysis.

In the design of the energy absorber, it is aimed to increase the safety of the wagons against accidents on the basis of the relevant safety criteria in international standards. In the first chapter, the studies to increase the safety of the passenger cars during the accident are analyzed. In addition, the crush behavior of the thin-walled tubes and

Al-foam structures in the literature under impact loads, the energy-absorbing properties and the crashworthiness optimization with the Response Surface Method (RSM) are investigated. In the second part, finite element models of square, cylindrical, conical, hexagonal and thin-walled tubes are prepared and then applied load with rigid plates, it is hereby compared that deformation modes and energy absorbing capacities under impact. The cylindrical tube with the most energy absorption capacity is selected and used in the continuation of the study.

On the other hand, in the literature studies, it is observed that Al foam materials are commonly used in the design of energy that has been released at the time of collision absorbing structures of high-weight transportation vehicles. Therefore, in this study, it has been evaluated how the use of Al foam material in energy absorber design will benefit the system. Al foams with different density show different energy absorbing behaviors under impact. Two different Al foam with a density of 0.35 g / cm³ and 0.48 g / cm³, a empty square tube and a square filled tube filled with foam are applied, then deformed and energy dissipation capacities are compared. As a result of the comparison, it is observed that Al-foam-filled tubes had more energy absorbing than expected. It is found that the most energy absorption is an Al-foam-filled tube with a density of 0.48 g / cm³. The values obtained from the force - displacement graph obtained from the compression test have created input to the material model. With these values, the nested tube with empty cylinder section, the nested tubular tube filled with Al foam and the empty tube are applied impact with the help of the rigid plate at a speed of 50 km/h. In the event of a collision, the pulses may not always be at 0° angles in the horizontal axis, so the energy absorber is expected to withstand an angular impact. As a result of the comparison, it is seen that the foam-filled-tube showed the best energy absorption against the impact coming from both 0° and 30° angle.

In the study, a conventional passenger car model, which does not have a CEM system, has been studied to design an energy absorber. The main components of the car including the roof, floor and side walls are modeled with Altair HyperWorks / HyperMesh. Shell and three-dimensional solid elements are used to prepare the FE model. The bogie weights are defined as the nodal mass of the bogies on the wagon. The maximum loaded weight of the wagon is calculated by taking into account the full weight of the passenger car used by the TCDD and the other components modeled on the wagon are distributed as nodal mass on the vehicle. In this part of the study, the situation of the conventional passenger car crashing against a rigid wall at a speed of 50 km/h is simulated. International standards and test conditions are taken into account when determining boundary conditions. FE analyzes are performed with RADIOSS solver. As a result of the analyzes, it is observed that buckling occurred in the floor area of the wagon and did not absorb enough energy. Therefore, it is aimed to prevent buckling and increase energy absorption by using Al Foam for conventional wagon.

Altair HyperWorks / HyperStudy is used to find the optimum tube thickness of the energy absorption system. As a limitation to the system, 2 mm - 4 mm tube thickness input and the yield stresses of widely used materials are given 235 MPa - 420 MPa. Energy absorption capacity has been taken as an output depending on energy, thickness and material yield stress. As a consequence of the optimization, it can be seen that one foam-filled-tube can absorb maximum 2.13 MJ energy with 3.4 mm and 3.9 mm wall thickness. When considering the cost and lightness elements, it will be correct to use a 3.4 mm thick tube. When iterations are analyzed to find the

optimum material corresponding to this thickness value, it is concluded that using the material with the yield stress of 408 - 414 MPa in the energy absorber design would give the best result in terms of energy absorption.

In the finite element analysis of the conventional passenger car, it has been observed that the crush zone is very rigid and does not absorb the energy sufficiently because it does not undergo deformation. It is seen that the crush zone designed to reduce the rate of injury of passengers is not deformed as required in the conventional car. Energy is moving ahead of the crush zone, but bucklings occur in these areas as well.

A crush zone of 900 mm length is calculated to absorb 3,56 MJ of energy. The crush zone of the wagon is approximately 830 mm long, indicating that the energy will move towards the passenger area at the time of the collision and undesirable deformations may occur in this part. For this reason, structural changes are applied in the crush zone of the conventional wagon. In the finite element analysis iterations, it is observed that 67% of the energy released during the collision was absorbed. In this case, 1.17 MJ energy should be absorbed in the 2nd zone. It was estimated that 2.1 m long foam was needed to absorb energy using only Al-foamed tubes. In the optimization study, it is seen that the 3.4 mm thick tube filled with foam could absorb 2.13 MJ energy. However, the use of a circular cross-section tube with a foam thickness of 1 mm, with a yield stress of 240 MPa, is sufficient to absorb approximately 1.7 MJ of energy.

As a result of the finite element analysis, it is seen that the conventional wagon could stand at 140 ms and the CEM wagon could stand within 170 ms. This shows that the conventional wagon slows down 21% faster. Sudden speed changes can lead to high accelerations, which can cause fatal injuries. The level of injury relates to the application size, duration and direction of application of the acceleration forces. The direction in which the accelerator force is applied to the body is an important factor in determining the body's tolerance to a stroke and the risk of injury. Thanks to its energy-absorbing design, the CEM wagon is slowed down with a lower acceleration than the conventional wagon.

In this thesis study, the force, acceleration, deceleration and energy absorbing behaviors of the conventional wagon and CEM wagon in the event of a 50 km / s crashing into the rigid rim are studied. As a result of the comparisons, it is observed that the car with CEM system has better collision performance than conventional wagon.



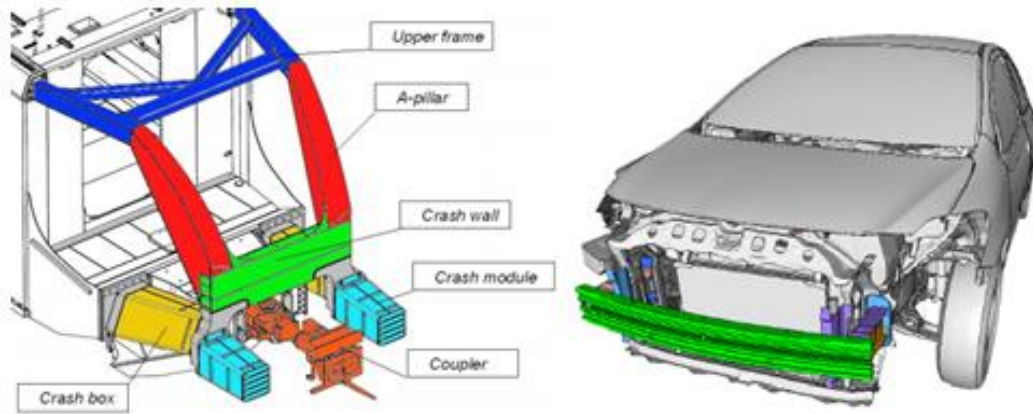
1. GİRİŞ

Her geçen gün Dünya nüfusunun artışı birçok ulaşım problemini de yanında getirmektedir. Ulaşım problemlerini azaltmak için yapılan çalışmalar ile mevcut taşıma araçlarına alternatif olacak yeni tasarımlar ve ulaşım çözümleri geliştirilmektedir. Nüfusun artışı ile daha fazla insan ve yük taşımacılığına ihtiyaç duyulması tüm taşıma araçlarında olduğu gibi demiryolu araçları üzerinde de çalışmalar yapılmasını gerektirmiştir. Bu çalışmalar yapılırken tasarımın yükleme ve operasyon koşulları göz önünde bulundurulmaktadır. Bu koşullar insanların her gün ortaya çıkan yeni ihtiyaçları ile değişmiş ve yeni kısıtlar ortaya çıkarmıştır. Bu kısıtlardan biri de çarpışma güvenliği olarak önümüze çıkmaktadır. Taşıtların tüm yükleme koşulları altında sorunsuz çalışması dışında olası kaza bir durumunda da can ve mal kayıplarının en aza indirgenmesi istenmektedir. Bu nedenle tüm taşıma araçlarında olduğu gibi demiryolu araçlarında da çarpışma güvenliği büyük önem kazanmış ve çarpışma anında oluşan enerjinin kontrollü biçimde sönmülenebilmesi için farklı çalışmalar yapılmasına sebep olmuştur.

Taşıtlarda kaza riskini ve kaza etkilerini en aza indirmek için tasarlanan sistemler aktif ve pasif güvenlik sistemleridir. Aktif güvenlik sistemleri kazanın meydana gelmesini engellemek üzere tasarlanırlar. Pasif güvenlik sistemleri ise kazanın gerçekleşmesinin engellenemediği durumlarda, kaza etkilerinin en aza indirgenmesi için tasarlanan sistemlerdir. Hava yastıkları ve emniyet kemeri pasif güvenlik sistemlerine iyi bir örnektir. Bunların dışında, oluşan enerjinin taşıt gövdesinde kontrollü biçimde sönmülmesini sağlamak için geliştirilen tasarımlar vardır. Bu tasarımlar sayesinde araç gövdesinde burkulma gibi istenmeyen deformasyonlar engellenir. Demiryolu taşıtlarında çarpışma enerjisinin kontrollü bir şekilde sönmülmesini sağlamak üzere tasarlanan koruyucu donanımlar ise Çarpışma Enerjisi Kontrol Sistemi (Crash Energy Management - CEM) sistemleri olarak adlandırılır [1].

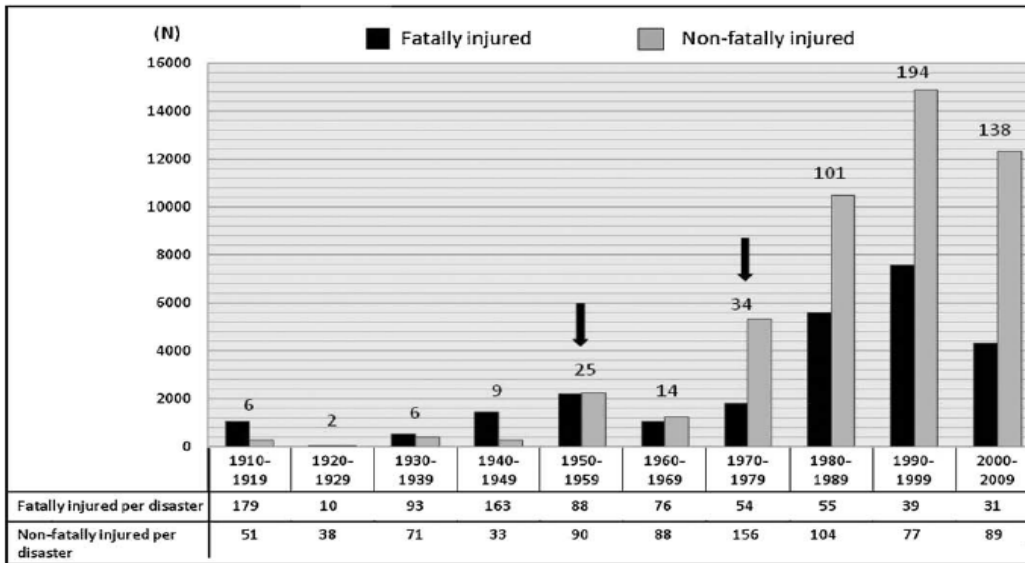
Şekil 1.1'de demiryolu aracı için tasarlanmış CEM sistemi ve bir otomobil için tasarlanmış olan çarpışma koruyucu donanım görülmektedir. Her iki tasarımda da

aracın ön kısmında, çarpışma anında sürücüyü koruyacak ve çarpışma enerjisinin kontrollü sönümlenmesini sağlayacak yapılar bulunmaktadır [2,3].



Şekil 1. 1: Demiryolu araçları ve otomobillerde çarpışma koruyucu olarak kullanılan sistemler [3,2].

19.yüzyılın ikinci yarısında itibaren demiryolu kullanımı yaygınlaşmaya başladı. Sınırlı demiryolu ve trafiği nedeni ile demiryolunun kullanımına başlandığı yıllardan itibaren kazalar yaşanmaya da başladı. 20.yüzyılın ikinci yarısında demiryolu teknolojisi gelişmeye başladı ve trenlerin hızı 200 km/h üzerine çıkmaya başladı. Demiryolu teknolojisinin gelişmesi ile insanlar tarafından kullanımı arttı, buna bağlı olarak da yaşanan kazalarda ölüm ve yaralanma sayısında artışlar yaşanmaya başladı [4]. Yüksek hızlı trenlerin de kullanılmaya başlaması ile yaşanan tren kazalarının boyutlarının büyümesi vagon tasarımlarının önemini daha da arttırmıştır.

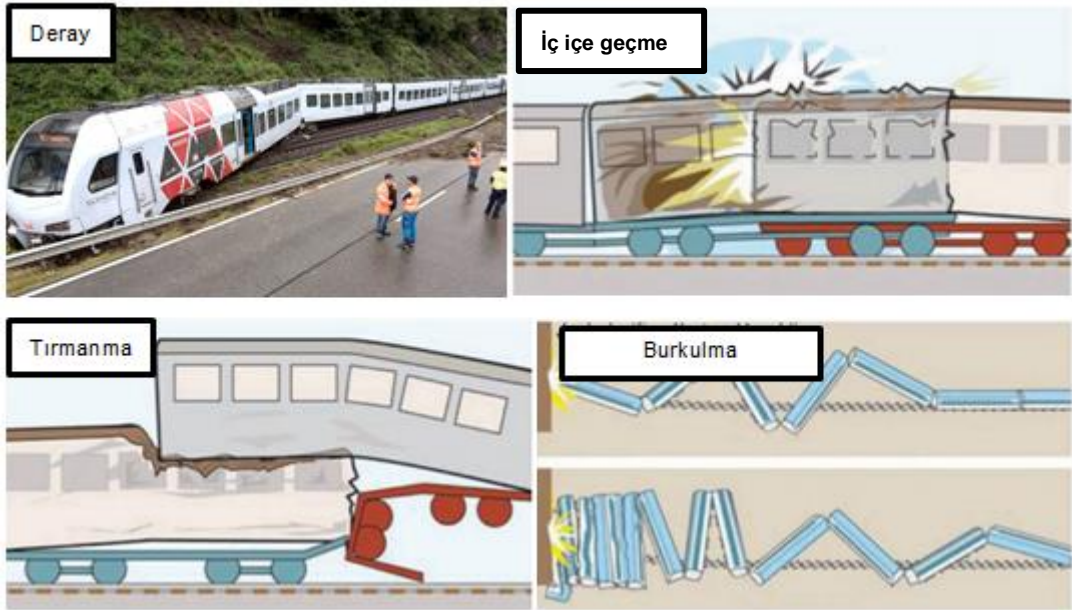


Şekil 1.2: 1910–2009 yılları arasında meydana gelmiş demiryolu kaza başına ölüm ve yaralanma sayıları [4].

Şekil 1.2 incelendiğinde görülmektedir ki, yıllar içinde kazalardaki ölüm ve yaralanma oranları azalmıştır. Bu noktada CEM sistemleri büyük önem arz etmektedir.

Demiryolu araçlarının büyüklüğü, hızları ve ağırlığı düşünüldüğünde sönümlenmesi gereken enerjinin de çok büyük olduğu görülmektedir. Açığa çıkan bu enerji büyük ölçüde burkulma ve kontrolsüz harekete neden olur [5]. Yolcu vagonlarının güvenliğini artırmak için CEM sistemleri alternatif bir strateji geliştirilmiştir. CEM sistemi, çarpışma enerjisinin gövde boyunca emilmesini sağlamak için stratejik olarak yerleştirilmiş ezilme bölgeleri içerir. CEM sistemi içeren demiryolu araçlarında yapısal ezilmeler gövde boyunca ilerler [6]. Trenlerin seyir hızına ve yapısına bağlı olarak kendilerine özgü yapısal elemanlara ve enerji sönümlenme özelliklerine sahiptir.

CEM sistemleri tasarlanırken farklı çarpışma koşulları değerlendirilir. Bunlar Şekil 1.3'te tariflenen; deray, vagonların tırmanması (overriding), teleskop modu ve burkulmalardır.

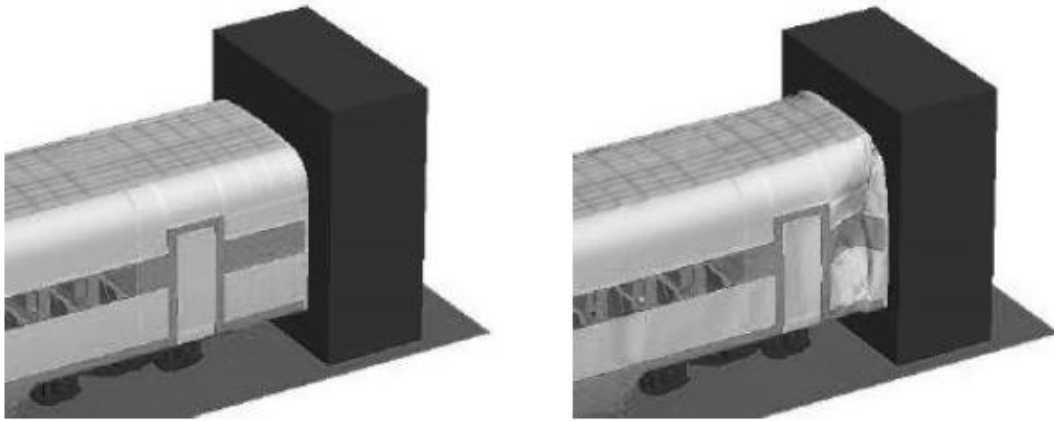


Şekil 1.3: Vagon çarpışma örnekleri [4].

Şekil 1.3'te gösterilen çarpışma koşulları göz önünde bulundurulduğunda, vagonun yapısal davranışının öneminin büyük olduğu görülmektedir. Kaza anında olabilecek vagonun tırmanma, devrilmesi ve raydan çıkması ihtimali göz önünde bulundurularak tasarımları yapılır. Bu kadar fazla değişkenin olduğu bir yapının optimum şekilde tasarlanması gerekmektedir. Optimizasyon çalışmaları yapılırken

alternatif tasarımların çıktılarını karşılaştırmak gerekir. Bu da testlerle mümkün olmaktadır ancak her yeni tasarım için bir vagon ile gerçek test yapmak hem maliyet hem de zaman kaybına yol açmaktadır. Her ayrı deneme için gerçek test yapmak mümkün olmamaktadır, tasarımların karşılaştırılması ve en faydalı çözümü elde etmek için sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplamalar yapılır. Çok fazla komponente sahip, karmaşık modellerin sonlu elemanlar analizleri için sonlu eleman modelinin tamamlanması uzun bir süreç gerektirse de, fiziksel testlerle tutarlı sonuçlar veren bir sonlu elemanlar modelinin tasarım ve ürün geliştirme aşamalarında, iterasyonların vereceği sonuçların denenmesi için kolaylıkla cevap verecek esneklikte olması ve çok daha düşük maliyetler ile tekrarlanabilirliği olan bu yöntemin önemini arttırmaktadır.

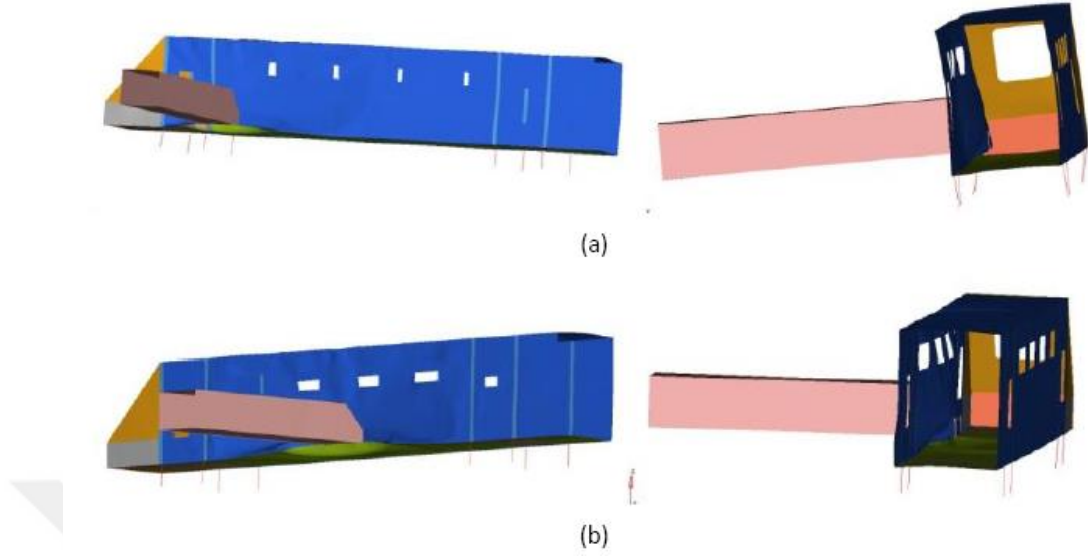
Sonlu eleman analizleri için hazırlanan senaryolar, yapılan çalışmanın amacına göre farklılık gösterebilir. Vagonun incelenecek bölümü modellenerek, beklenen çarpışma davranışını karşılayacak bir çarpma senaryosu tanımlanır. Demiryolu araçları tasarımında, yaygın olarak yapılan sonlu eleman analizlerinden biri Şekil 1.4'te gösterildiği gibi rijit bir duvara önden çarpma analizidir [5]. Bu analizler sayesinde, çalışma kapsamında belirlenen hız değerinde, önden çarpma anında yapının nasıl bir deformasyon davranışı göstereceği görülebilir ve vagonun ön kısmına koymak üzere yeni sistemler tasarlanabilir.



Şekil 1.4: FEM analizi-vagon önden çarpma [5].

Önden çarpma dışında vagonun yapısal davranışını incelemek ve geliştirmek için Şekil 1.5'te olduğu gibi sonlu eleman analizleri ile yandan çarpma senaryoları oluşturmak da mümkündür [1]. Bu analizler sayesinde ise vagona yandan başka bir

aracın çarpması simüle edilebilir ve vagonun yandan çarpma ile maruz kalacağı etkilerin en aza indirgenmesi sağlanabilir.



Şekil 1. 5: FEM analizi-yandan çarpma [1].

Yapılmış örnek çalışmalar sonlu eleman analizlerinin tasarımlar geliştirilirken sağladığı esnekliği göstermektedir.

Bu tez kapsamında, yolcu vagonlarının çarpışma güvenliğinin sağlanması amaçlanmıştır. İlk olarak bir yolcu vagonu gövdesinin sonlu eleman modeli HyperMesh ile hazırlanmış ve Radioss ile çarpışma analizleri gerçekleştirilmiştir. Mevcut durum incelenmiş ve yapının kontrollü deformasyonu için tasarım değişiklikleri hedeflenmiştir.

Çarpışma enerjisinin sönmülenebilmesi için ilk olarak vagonun ön kısmında yer alan enerji yutucuların kesitleri üzerinde çalışılmıştır. Kare ve dairesel kesitli profil kesitlerinin 0^0 ve 30^0 açı ile darbeye maruz kaldıklarında gösterdikleri enerji emme karakteristikleri karşılaştırılmıştır. En iyi enerji emme karakteristiğine sahip olan profil kesiti kullanılarak mevcut vagon gövdesine eklenebilecek bir yapı tasarımı yapılmıştır. Yapılan yeni tasarım ile sonlu eleman analizleri tekrarlanmıştır. Yeni tasarımla, mevcut vagona çarpma anında meydana gelen burkulmaların giderildiği ve başlangıçtaki duruma göre yapının enerji sönmününün arttığı görülmüştür.



2. CEM SİSTEMLERİ

Demiryolu araçları Dünya’da gerek yolcu taşımacılığı gerekse yük taşımacılığında önemli bir yer edinmiştir. Demiryolu taşımacılığının tercih edilmesinin en önemli sebeplerinden biri karayolları taşımacılığına göre daha güvenli olmasıdır. Demiryollarının raya bağlı olması ve iklim koşullarından karayoluna göre daha az etkilenmesi, güvenliği, konfor ve rahatlığı artırmaktadır. Ancak demiryolu araçlarının büyüklükleri göz önünde bulundurulduğunda, meydana gelen kazalardaki can ve mal kayıplarının da ne kadar büyük olabileceği açıktır. Bu nedenle çarpışma anında oluşan enerjiyi kontrollü bir biçimde sönmüleyebilmek ve yolcuların hayatta kalmalarını sağlayacak yeterli yapısal güce sahip vagon tasarımları önem kazanmaktadır. Raylı sistem araçları tasarlanırken vagonun ön kısmında ve vagonlar arası ezilme bölgeleri yapıya dahil edilir. Bu ezilme bölgeleri yapının kontrollü biçimde çarpışma enerjisini emmesini ve kontrollü deformasyonunu sağlar. Ezilme bölgelerini içeren tasarımların bütününe CEM sistemleri adı verilir [1].

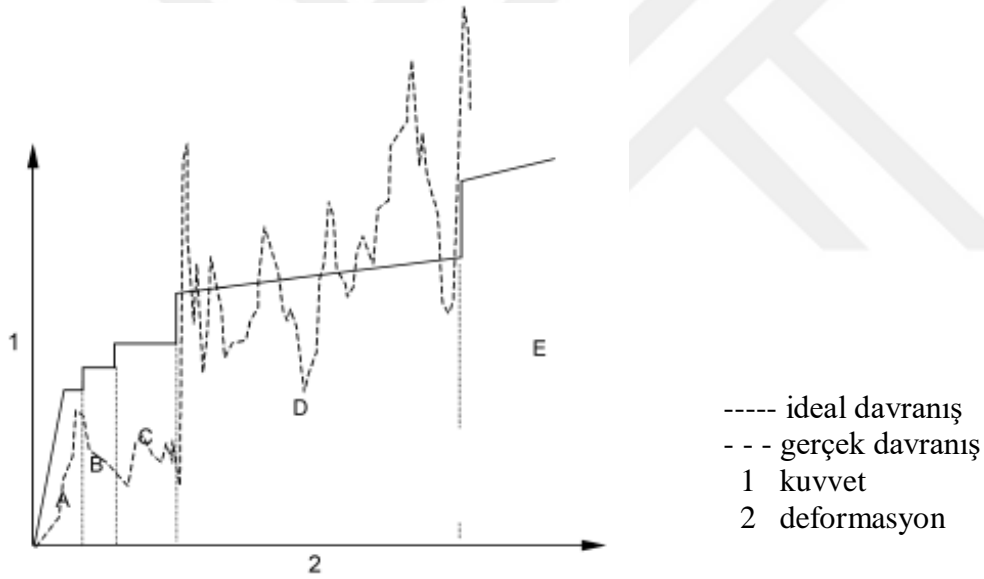
Temel olarak koruyucu tasarımlar 5 madde için çalışır [7].

- Çarpışma anındaki can ve mal kayıpları riskini azaltma
- Çarpışma enerjisinin kontrollü bir şekilde sönmülenmesi
- Hayatta kalma alanının yapısal bütünlüğünün korunması
- Çarpışma sonrası yavaşlama kontrolü
- Raydan çıkma riskinin azaltılması

Otomobillerde olduğu gibi demiryolu araçlarında da aktif ve pasif güvenlik koruyucuları kullanılmaktadır. Demiryolu araçlarında aktif güvenlik sistemlerine verilebilecek örnekler; frenleme ve sinyal sistemleridir. Kuplörler ve tamponlar ise pasif güvenlik sistemlerine verilebilecek örneklerdir. [7].

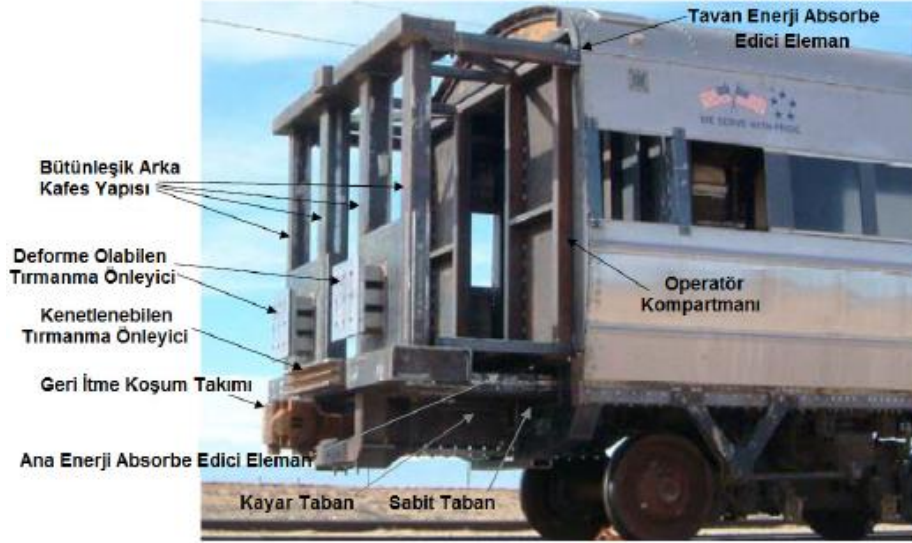
CEM sistemlerinin yapısal tasarımları, işlevlerine göre değişiklik gösterir. Literatürde CEM sistemleri tasarımı ve optimizasyonu ile ilgili bir çok çalışma ve oluşturulan standartlar bulunmaktadır. Amerika Birleşik Devletleri bir araştırma programı oluşturmuş ve mevcut ve gelecekteki demiryolu araçlarının çarpışma

anında yolcu güvenliğini artırma üzerine çalışmalar yapmaktadırlar [4]. Amerika Toplu Taşımacılık Kuruluşu (American Public Transportation Association -APTA) talebi doğrultusunda, Devlet raylı Taşımacılık Araştırma merkezi (Research of Development of Federal Railway Administration – FRA) CEM sistemlerinin geliştirilmesi için çalışmalar yaparak, yapıları daha güvenilir hale getirmeye çalışmaktadırlar [8,9]. Tasarlanan CEM sistemlerinin Avrupa standartlarıncı EN 15227 Standardınca belirlenmiş test koşullarını sağlaması gerekir [7]. Vagonun bulunduğu kategoriye göre test senaryoları belirlenmiştir ve araçta bulunan CEM sisteminin enerji sönmüleme görevini yerine getirmesi beklenir. Şekil 2.1'deki grafikte, vagonun sırasıyla deformasyona uğrayan bölümleri, ideal ve beklenen davranışları verilmiştir. A bölgesi ilk temas anındaki sökülüp takılabilir kuplörü, B bölgesi yapıya ait kuplörü, C bölgesi tırmanma önleyicileri, D bölgesi yapıya ait çarpışma alanını ve E bölgesi yolcu yaşam alanını temsil etmektedir [10].



Şekil 2. 1: CEM sistemi deformasyon davranışı [10].

Şekil 2.1'de verilen kuvvet-deformasyon grafiğinin, ideal eğriye yakın davranış gösterebilmesi için kontrollü çarpışma bölmeleri oluşturulması gerekir. Böylelikle A, B ve C bölgelerinde yüksek kuvvet karşılanacak ve D bölgesinde etkisini azaltması beklenecektir. Bu amaçla yapılan örneklerden biri, FRA'nın tasarımını ve testini yapmış olduğu CEM sistemidir [11].



Şekil 2. 2: FRA Çarpışma Bölgesi [11].

Kontrollü enerji sönümü için tasarlanan kısım Şekil 2.2’de görüldüğü gibi 4 ana yapıdan meydana gelmektedir; deforme olabile tırmanma önleyici, geri tepme kuplör mekanizması, yapıya eklenen bir ara kesit ve son olarak tavan ve ana enerji sönümleyicilerden oluşmaktadır.

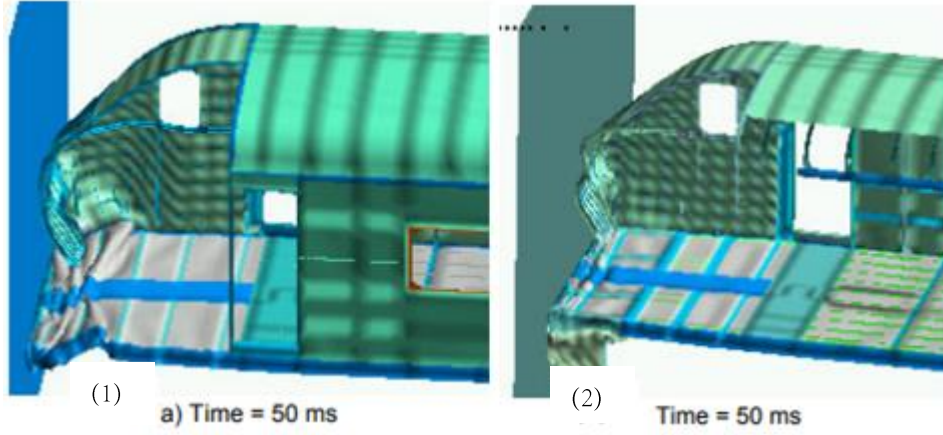
2.1 CEM Sistemi Elemanları

CEM sistemi bileşenleri 6 ana başlıkta incelenebilir. Bunlar, makinist kabini çarpışma koruyucu elemanları, kuplörler ve tırmanma önleyiciler, çarpma duvarı ve köşe direkleri, tavan enerji sönümleyici elemanlar, ana enerji sönümleyici elemanlar, ince cidarlı tüpler ve bal peteği yapıları.

2.1.1 Makinist kabini çarpışma koruyucu elemanları

Makinist kabini içeren vagonlarda çarpışma elemanları farklılık gösterir ve bu tip vagonlarda deforme olabilen tırmanma önleyiciler bulunmaz [12]. Makinist kabini altında yer alan kısımda enerji absorbe edici elemanlar kullanılarak, bir çarpışma alanı oluşturulur ve sürücü yaşam alanına çarpışma anının gelecek zararını minimuma indirilmesi hedeflenir. Örnek bir çalışmada, trenlerdeki uzun yapıların kaza anında burkulmaya gibi problemlere sebep olduğu bu nedenle enerji sönümleyicilerinin kesit alanları arttırılarak ve değişiklik yapılar enerji sönümü arttırılmıştır [13].

Şekil 2.3'te (1) no'lu görselde vagonun CEM sistemi geliştirilmeden önceki çarpışma durumu ve (2) no'lu görselde ise CEM sistemi geliştirildikten sonraki çarpışma durumu gösterilmektedir.



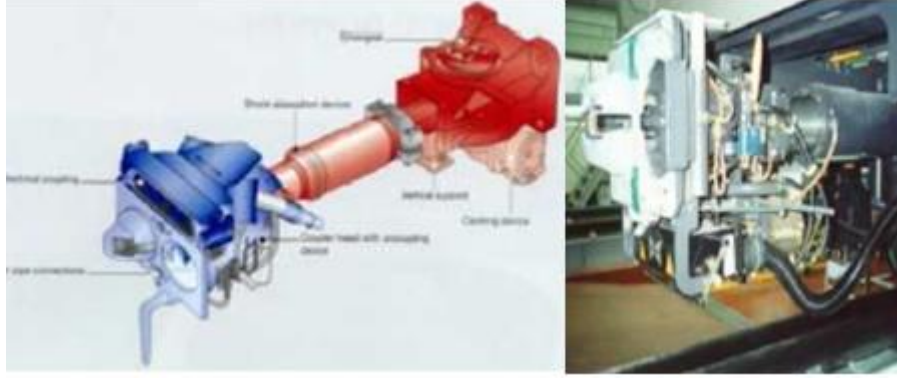
Şekil 2. 3: (1) Klasik vagon çarpışma davranışı, (2) tasarımı geliştirilmiş vagonun çarpışma davranışı [13].

2004 yılında yapılan başka bir çalışmada, makinist kabini altında bulunan enerji absorbe edici elemanı tasarımlarını geliştirerek iki farklı tasarımın, iki farklı çarpışma durumunda gösterdikleri çarpışma davranışları incelenmiştir. 80 km/h hızda rijit duvara çarpma analizi ve 75 km/h hızda iki aracın birbirine çarpma analizleri yapılmıştır [14].

2.1.2 Kuplörler ve tırmanma önleyiciler

Kuplörler, iki demiryolu aracını elektriksel veya mekanik olarak birbirine bağlamaya yarayan elemanlardır. FRA, kuplör tasarımında eğer geri itme sistemi ve ezilme bölgesi seri halde bağlı ise izin verilen geri itme yükünün maksimum ezilme yükü kadar olması gerektiğini. İki sistem birbirinden bağımsız ise, yolcu hacminin gücünü aşmamak kaydı ile daha yüksek itme yüküne izin verilebilmektedir [15].

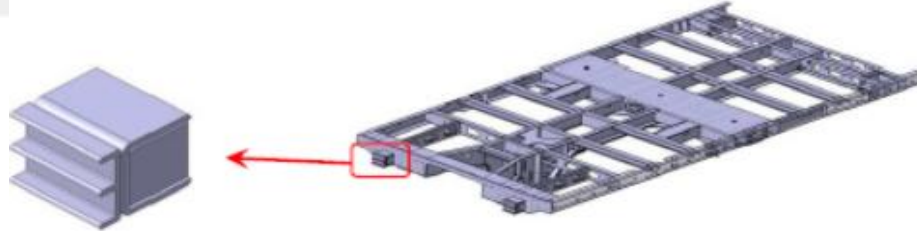
Ancak kuplörlerin bu görevi dışında, çekme ve itme anında dinamik kuvvetlerin bir kısmını sönmleme görevi de vardır. Şekil 2.4'te görülen otomatik kuplörler çarpışma anında açığa çıkan enerjisinin yaşam alanına ilerlemeden sönmlemesine yardımcı olur. Çarpışma enerjisinin kuvvet akış hattı boyunca iletir ve darbe enerjisini, basınç ve sürtünme enerjisine dönüştürür. Önceden yüklenmiş gazlı ve hidrolik ortam içerir [7].



Şekil 2. 4: Otomatik kuplör [7].

Çarpma anında gelen kuvvetleri karşılayabilmek için cıvata kayma mekanizmasına sahip, dikey olarak yönlendirilmiş cıvata mekanizmaları içeren kuplör çeşitleri de mevcuttur [16].

Tırmanma önleyiciler, alt çerçeveye monte edilmiş diş şeklinde bir dirsek görevi görür. Çarpışma anı sırasında, Şekil 2.5'te gösterilen dişler, diğer aracın dişleri ile birbirine girerek vagonların birbirine tırmanmasını engeller. Diğer bir yandan da aracın dikey yer değiştirmesinin en az seviyeye indirgenmesi açısından büyük önem taşır [7].

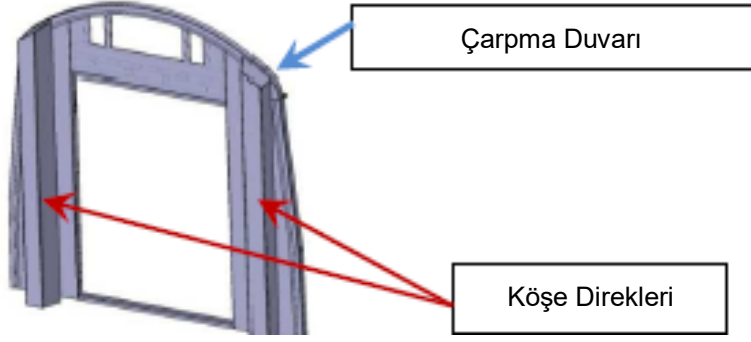


Şekil 2. 5: Tırmanma önleyici [7].

Yapılan örnek bir çalışmada, konik bir tırmanma önleyici mekanizma tasarımı yapılmıştır. Gövdenin sağına ve soluna yerleştirilerek, gövdeden bir çıkıntı meydana getirmişlerdir. Yüksek maliyetler getirmeyen bu basit yöntemin çarpışma güvenliğini arttırdığı görülmüştür [17].

2.1.3 Çarpışma duvarı ve köşe direkleri

Çarpışma ve köşe direkleri APTA standartlarıncı belirlenen ölçülerde tasarlanır [15]. Çarpışma direği Şekil 2.6'da görüldüğü gibi vagonun tabanından tavanına kadar oluşan bir yapıdır [7]. Çarpışma anında enerjinin kontrollü bir şekilde dağılmasını ve böylelikle yolcu alanının korunmasını sağlar.



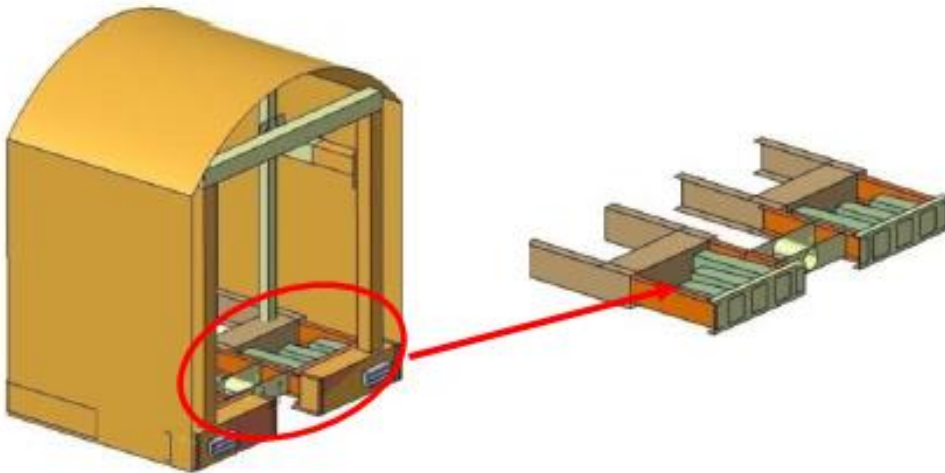
Şekil 2. 6: Çarpma duvarı ve köşe delikleri [7].

2.1.4 Tavan enerji sönümleyici elemanlar

Tavan enerji sönümleyici elemanları, araç tavanının en uç kısmında, sağ ve solda olmak üzere iki adettir. Bu yapılar, çarpma kuvveti belli bir seviyeye ulaştığında piston görevi görerek hareket eder. Tavan enerji absorbe edici elemanın çalışmasına örnek olarak, çarpışma kuvveti 400 kN seviyesine ulaştığı anda, yapıda bulunan perçinler koparak, piston enerji sönümleyici elemanlara çarpar. Bu sırada yaklaşık olarak 0,3 MJ mertebesinde enerji sönümü sağlanabilmektedir [18].

2.1.5 Ana enerji sönümleyici elemanlar

Ana enerji sönümleyici elemanlar, aracın merkez hattının her iki tarafında da bulunur. Bu elemanlar çarpışma anında araca gelen ilk kuvveti karşılamak üzere tasarlanır ve kontrollü deformasyonu istenir ve kabin yapısına kaynaklanır. Ana enerji sönümleyici elemanlara örnek olarak, 2,7 MJ enerji absorbe edebilir ve 650 mm stroka sahiptirler [19].



Şekil 2. 7: Ana enerji sönümleyici eleman [19].

2.1.6 İnce cidarlı tüpler ve bal peteği yapıları

CEM sistemi tasarımında ince cidarlı tüpler ve bal peteği yapıları, enerji absorbe edici eleman olarak yaygınca kullanılmaktadır. Yapılan çalışmalarda, eksenel yük altında farklı kesitlerdeki tüplerin çarpışma davranışları incelenmiş ve çarpışma anında sönmölen enerji için geliştirmeler yapılmıştır.

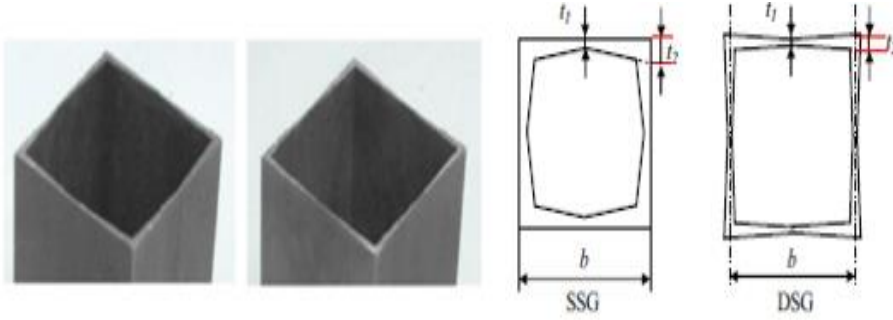
İnce cidarlı tüpler hafif olmalarının yanında enerji sönmölemede önemli avantajlar sağlamaktadır. Otomotiv, havacılık, ulaştırma ve savunma sanayinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Sun ve diğ. yaptıkları çalışmada her yerinde aynı kalınlığa sahip ince cidarlı tüpler ve duvar kalınlığı değişken olan ince cidarlı tüplerin eksenel yük altında gösterdikleri enerji sönmöleme davranışlarını incelemişler ve farklı kalınlıklar için karşılaştırmışlardır [20].

Literatürde birçok çalışmada tek bir durumu içeren senaryo göz önünde bulundurularak çalışma yapılmıştır ancak tasarlanan yapının farklı senaryolarda gerçekteşebilecek kazalarda da enerji sönmömesini gerçekteşirebilmesi beklenir. Bu doğrultuda Zhang ve diğ. içi boş konik tüp ve içi köpük ile dolu konik tüplere 5, 10 ve 20 derecelik açılarla, 100 km/h hız ile bir plaka yardımı ile kuvvet uygulayarak tüplerin enerji sönmöleme kapasitelerini karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda, içi köpük ile dolu olan tüplerin enerji sönmöleme kapasiteleri daha yüksektir. İçi boş ve içi dolu köpüklerin her ikisinde de darbe açısı arttıka, enerji sönmöleme kapasiteleri azalmaktadır [21].

Qiu ve diğ. yaptığı çalışmada, LS-DYNA kullanarak, yedi farklı, çok hücreli, ince cidarlı tüpün 0, 10, 20 ve 30 derece açılı ile 15 m/s ile 600 kg'lık bir rijit plaka ile deforme edilmesi ile profillerin yük altındaki davranışları karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda çok hücreli tüplerin çarpma anında daha iyi enerji sönmöleme davranışı gösterdiği ve daha düşük açılı darbelerde tüm tüplerin daha iyi enerji sönmöleme davranışı gösterdiği görölmüştür [22].

Zhang ve diğ. kare kesitli, kalınlık dağılımı birbirinden farklı olan iki profilin yük altında enerji sönmöleme kapasitelerini karşılaştırmış ve kalınlık gradyanının, kare tüpün enerji emme kapasitesini ve verimliliğini önemli ölçüde arttırabileceği görölmüştür. Çalışmanın devamında yapılan yapısal optimizasyon çalışması ile, Şekil 2.8'de görölen DSG kesitli profilin kalınlığı, maksimum enerji sönmöme hedefi

ile optimize edilmiş ve düzgün kalınlığa sahip tüpün enerji sönümüne oranla %40 daha fazla enerji sönümleyebilen bir kesit elde edilmiştir [23].



Şekil 2. 8: Profillerin kalınlık dağılımları [23].

İnce cidarlı tüplerin, CEM sistemlerindeki enerji sönümlene rollerinin büyük olması sebebi ile farklı kesitler üzerine ve farklı malzemeler kullanılarak birçok çalışma yapılmıştır. Sistemin enerji sönümlene kapasitesinin artırılmasının yanında sisteme getirilen ağırlığın da en aza indirgenmesi hedeflenir. Bu tip çalışmalardan birine örnek de Djamaluddin ve diğ. dairesel kesitli tüpler ile yaptığı çalışmadır. Dairesel kesitli tüplerin içinde köpük malzeme kullanılarak, plaka yardımı ile 0 ve 30 derecelik açılarla darbe uygulayarak, çok amaçlı optimizasyon çalışması yapılmıştır. İçi boş – içi boş tüp (empty-empty double tube – EET) köpük – içi boş tüp (foam filled–empty tube – FET) ve köpük – köpük tüp (foam filled-foam filled tube – FFT) ile analizler yapılmış ve 0 derece açı ile darbe uygulandığı durumda FFT'nin diğer kesitlere göre %12 oranında daha iyi enerji sönüm davranışını gösterdiği, 30 derece açı ile darbe uygulandığında ise FET'nin diğerlerine oranla %7 daha iyi sönüm davranışını gösterdiği görülmüştür [24].

Alüminyum köpükler enerji sönümlene kapasiteleri sebebi ile yaygın olarak kullanılmaktadır. Enerji sönümlene yeteneklerine ek olarak, kontrollü deformasyonu da sağlamada yardımcı olurlar [25]. Metal köpüklerin ağırlıklarının düşük olması ve iyi darbe sönümleyiciler olmaları sebebi ile otomotiv sektöründe güvenliği artırmak üzere kullanılırlar [26].

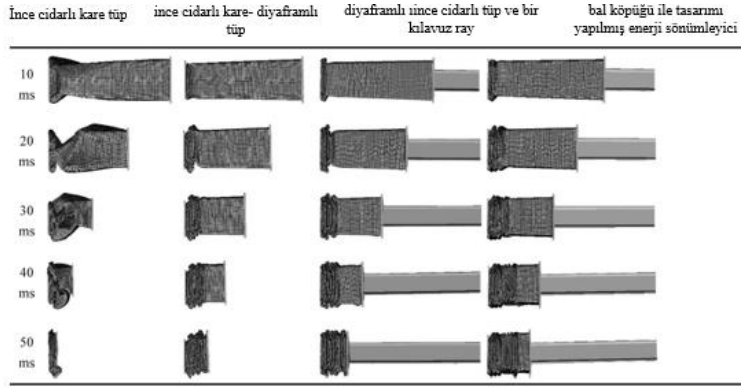
Zarei ve Kröger profil içine doldurulan metal köpüklerin enerji sönümüne olan etkisini görmek için, köpük dolgululu profiller ve içi boş profiller ile fiziksel test ve sonlu eleman analizleri gerçekleştirmişlerdir. Çok amaçlı optimizasyon adımlarını uygulamış, ince cidarlı tüpün genişliği, kalınlığı ve uzunluğu optimizasyon parametresi olarak seçmiş ve maksimum enerji emme kapasitesi ve minimum ağırlık

hedeflemişlerdir. Çalışma sonucunda enerji sönümlenme kapasitesi aynı olan iki profil için, içi metal köpük dolgulu profilin, içi boş profile oranla %12 daha hafif olabildiği görülmüştür [27].

Klasik ince cidarlı tüplerin yüksek enerji açığa çıkma çarpışmalarda tek başına yeterli derecede enerji sönümünü gerçekleştirmez. Enerji sönümleme kapasitelerini arttırmak ve büyük plastik deformasyona karşı davranışlarını geliştirmek için bal peteği yapılarının kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Bu doğrultuda Zhang ve diğ. bal peteği ve sandviç yapıların enerji sönümdeki etkisi üzerine yaptıkları çalışma sonucunda bu yapıların burkulmayı önlediği ve enerji sönümünü artırdığını ortaya koymuşlardır. Bal peteği kafes yapılı tüp ve aynı yoğunluğa sahip alüminyum sandviç dolgulu tüpün, eşdeğer kütlede karşılaştırılmaları yapıldığında, bal peteği kafes yapılı tüpün, sandviç dolgulu tüplerden daha iyi enerji sönümleme kapasitesine sahip olduğu görülmüştür [28].

Xie ve Zhou demiryolu taşıtları çarpışmalarında pasif güvenlik koruma gerekliliklerini yerine getirmek için, ince cidarlı bir yapı ve alüminyumun bal peteği yapılarını içeren bir bütünleşik yapı tasarımı yaparak çarpışma performansını incelemiştir. ANSYS/LS-DYNA kullanılarak enerji emici yapının sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve üç tip alüminyum petek yapının enerji sönümleme davranışı sayısal analizle değerlendirilmiştir. Sonuçlar, tüm yapının, enerji sönümünün düzenli ve aşama aşama deformasyon ürettiğini göstermiştir. Petek yapısına etki eden çarpışma enerjisi büyüdükçe, petek yapısının yapının genel enerji sönümüne katkısının da arttığı görülmüştür [29].

Peng ve diğ. bir demiryolu aracının çarpışma koruyucu tasarımı için, bal peteği yapısının çarpışma performansını araştırmışlardır. İnce cidarlı kare tüp, ince cidarlı kare- diyaframlı tüp, diyaframlı ince cidarlı tüp ve bir kılavuz ray, bal köpüğü ile tasarımı yapılmış enerji sönümleyicinin aynı yük altında deformasyonları incelenmiştir. Kare kesitli ince cidarlı tüpün dengesiz deformasyon eğiliminde olduğu ve burkulmaya maruz kaldığı görülmüştür. Enerji emiliminin artırılması ve burkulmanın engellenebilmesi için eklenen diyaframların büyük ölçüde burkulmayı engellediği görülmüştür. Ancak en iyi enerji sönümünü ve en iyi deformasyon davranışına bal köpüğü yapısına sahip olan sistemin gösterdiği görülmüştür [30]. Şekil 2.9'da dört farklı tasarımın, aynı yük altında gösterdiği deformasyon davranışları verilmiştir.

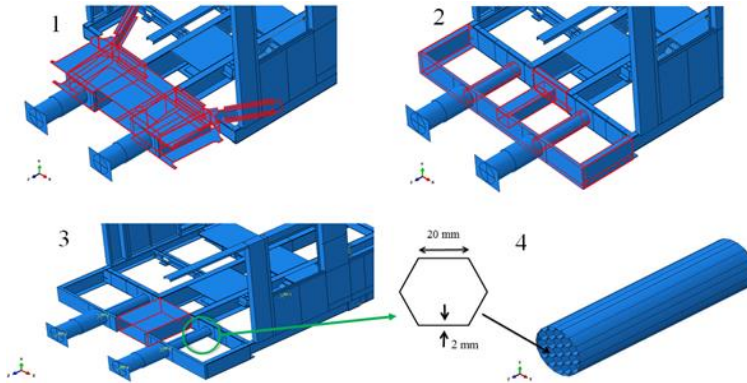


Şekil 2. 9: Farklı tasarımların deformasyon cevapları [30].

2.2 CEM Sistemleri Uygulamaları

CEM sistemi elemanları, kullanılacak demiryolu aracının ihtiyacına göre bir araya getirilerek enerji sönmüleme kapasitesi yüksek sistemler meydana getirilir. Bu sistemlerin sonlu eleman analizleri ve testlerle enerji sönmüleme davranışları incelenir.

CEM sistemi tasarımlarına örnek olarak, Molatefi ve diğ. EN 15277 standartlarınc bir çarpışma analizi simüle etmek üzere bir yolcu vagonu modellemişlerdir. İlk olarak vagonun 36 km/h hızla rijit duvara çarpma analizini gerçekleştirerek, mevcut durum incelenmiş ve geliştirilmesi gereken kısımlar belirlenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında şasiye yüksek enerji emme kapasitesi olan yapıları karşılaştırmak üzere dört farklı yapı tasarımı yapılmıştır. Şekil 2.10'da gösterilen bu yapıların dördüncüsünde diğ er üçünden farklı olarak bal peteği yapısı kullanılmıştır. Bu dört tasarımın çarpışma davranışı karşılaştırıldığında, 2. ve 3. tasarımın orijinal vagonuna göre %25 daha yüksek deformasyon davranışı gösterdiği, 4. tasarımın ise orijinal yapıya göre %50 daha yüksek deformasyon davranışı gösterdiği görülmüştür [31].



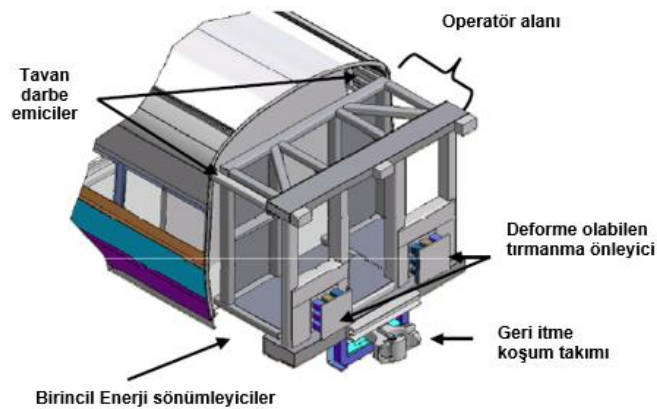
Şekil 2. 10: Bal peteği yapılı CEM sistem tasarımı [31].

Tyrell ve diğ. yaptıkları çalışmada Şekil 2.2’de gösterilen CEM sistemi tasarımının tren-tren çarpışma senaryosundaki etkisini incelemişlerdir. CEM sistemi çarpışma alanı dört ana elemanı içermektedir; deforme olabilen tırmanma önleyici, geri itme koşum takımı, kayar taban ve son olarak ana ve taban enerji absorbe edici elemanlar. Şekil 2.11’de altta konvansiyonel tren, üstte ise CEM sistemine sahip trenlerin çarpışma testlerine ait sonuçlar görülmektedir. Geleneksel tasarıma sahip trende burkulma meydana gelmiş ve operatör, yolcu yaşam alanı korunamamıştır. Ancak CEM sistemine sahip trenin çarpışması sırasında operatör ve yolcu alanı korunmuş, yanal burkulma önlenmiş ve çarpışma enerjisinin sönümü kontrollü şekilde sağlanmıştır [11].



Şekil 2. 11: Geleneksel tasarıma sahip ve CEM sistemine sahip trenlerin çarpışma sonrası deformasyonları [11].

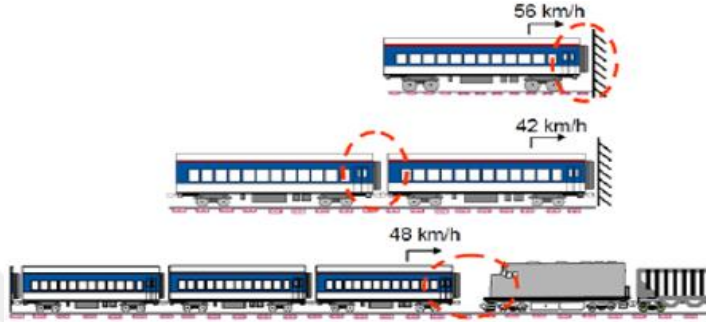
Jacobsen yaptığı çalışmada, Şekil 2.12’de görülen bir arka kafes yapısı tasarlamıştır. Dört ana CEM sistemi elemanından oluşan tasarım yapmış ve FRA’nın belirlediği üç farklı test senaryosu ile sistemin çalışmasını test etmiştir. Çarpışma anında enerji sönümü geri itme koşum takımında başlar daha sonra sırasıyla tırmanma önleyici ve darbe emiciler üzerinde ilerlemeye başlar, böylelikle yolcu yaşam alanına ilerlemeden sönümlenmesi sağlanmış olur [32].



Şekil 2. 12: CEM sistemi kafes yapısı [32].

FRA, demiryolu araçlarının çarpışma güvenliği performansını değerlendirmek için bir dizi test ön görmüştür. FRA tarafından gerçekleştirilen testlerde seçilen çarpışma senaryoları aşağıdaki gibidir ve Şekil 2.13'te şematik olarak gösterilmiştir [11].

1. Sabit bir bariyere tek vagonun etkisi
2. Sabit bir bariyere iki vagonun etkisi
3. Lokomotifli tren ile üç vagonlu tren çarpışması



Şekil 2. 13: FRA'nın belirlediği test senaryoları [11].

Tyrell ve Liana çalışmalarında, bir deforme olabilen tırmanma önleyici ve kuplör tasarımı yapmışlardır. Bu tasarımların sonlu eleman analizlerini yapmışlar ve gerçek testlerle doğrulamışlardır. Geleneksel bir vagona kuplörlerin çarpmanın ilk aşamalarında yükü karşılayıp sonraki elemanlara aktarma görevi yoktur. Ancak yapılan çalışma ile tasarlanan geri itim kuplörü Şekil 2.14'te gösterilmektedir. Bu yapı, çarpışma anında vagona gelen yükü karşılayarak alt çerçeveye aktarmak üzere tasarlanmıştır [33].



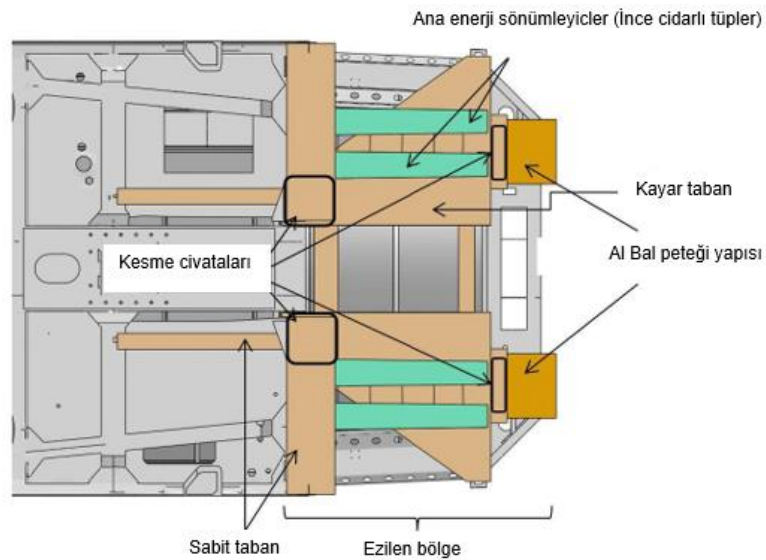
Şekil 2. 14: Geri itim kuplörü tasarımı ve test sonrası görüntüsü [33].

Şekil 2.15'te gösterilen deforme olabilir tırmanma önleyici tasarımı sağda ve solda 6 adet olmak üzere toplamda 12 adet kesme cıvatasına sahiptir. Bu cıvatalar toplam yük yaklaşık 4.45 MN seviyesine geldiğinde, cıvatalar kopacak ve kayar burç sayesinde kuplörün taşıyamadığı yükü tırmanma engelleyici üzerine aktaracaktır[33].



Şekil 2. 15: Deforme olabilir tırmanma önleyici tasarımı ve test sonrası deforme olmuş görüntüsü [33].

Meran, tez çalışmasında yolcu vagonu için CEM sistemi tasarım ve optimizasyonunu yapmıştır. Şekil 2.16'da gösterilen sistem, Alüminyum bal peteği, kayar taban, ana enerji sönmüleyiciler, kesme civataları ve ezilen bölgeyi içermektedir. Vagon çarpışma anında ilk kuvveti tampon karşılar ve bununla birlikte Al bal peteği devreye girer. Bal peteğinin ezilmesi ve kuvvetin artması ile kesme civataları kırılır ve ana enerji sönmüleyicilerin devreye girmesi sağlanır. Böylelikle çarpışma enerjisinin kademeli olarak CEM elemanlarına aktarılması ve sönmülenmesi sağlanmıştır. Çalışmada, ince cidarlı tüplerin enerji sönmüleme kapasiteleri cevap yüzey fonksiyonu metodu ile değerlendirilmiş ve optimize edilmiştir. CEM tasarımı vagon modeline eklenerek sonlu eleman modeli hazırlanmış ve 10, 15 ve 50 km/h hız ile rijit duvara çarpma simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Geleneksel vagon ve CEM sistemi için yapılan sonlu eleman analizleri karşılaştırıldığında CEM sistemine sahip vagonun enerji sönmüleme kapasitesinin daha iyi olduğu görülmüştür [34].



Şekil 2. 16: Kayar kolon mekanizmasına sahip CEM sistemi [34].



3. İNCE CİDARLI TÜPLERİN DEFORMASYONU

Taşıtlar arasındaki herhangi bir çarpışmada, kinetik enerjinin, araçtaki yolcuları yaralanmalardan ya da ölümlerden koruyacak şekilde kontrollü bir şekilde sönmülmesi gerekir. İnce cidarlı tüpler enerji emici olarak çok verimlidir ve aracın ön koruma sistemine kolayca tasarlanabilir. Bu metalik ince duvarlı tüpler, geri dönüşü olmayan plastik deformasyonla kinetik enerjiyi, şekil değiştirme enerjisine dönüştürme kabiliyetine sahiptir [35]. Literatürdeki birçok çalışmada ince cidarlı tüplerin kesit değişimlerinin, enerji sönmülme kabiliyetlerine olan etkisini incelenmiştir. Ağırlık, deformasyon modu, enerji sönmül kapasitesi (EA) ve kuvvet gibi dört özelliğin odaklandığı deneyler ve sayısal analizler aracılığıyla farklı malzeme ve yapıların çarpma tepkileri üzerine etkileri araştırılmıştır [36]. Kare ve dairesel tüpler en çok kullanılan enerji emicilerdir çünkü enerjiyi emmek için ucuz ve verimlidirler. Bu nedenle sayısal analizler, deneysel araştırmalar ve optimizasyonlar dahil olmak üzere çok kapsamlı çalışmalar yapılmaktadır [37]. İnce cidarlı tüplerin enerji emilimini arttırmak için farklı geometrik modifikasyonlar ve tüp kalınlığı tasarımlarının konfigürasyonlarını inceleyen pek çok çalışma yapılmıştır. Kare ve dairesel kesitli tüplerden sonra yaygın olarak enerji sönmülme amacı ile kullanılan bir diğer ince cidarlı tüp ise konik yapıda olanlardır. Azimi ve Asgari yaptığı çalışmada, sonlu eleman modeli kullanarak konik ince cidarlı tüpün aksenal yüklemeye altındaki enerji emme davranışını araştırmışlardır [38].

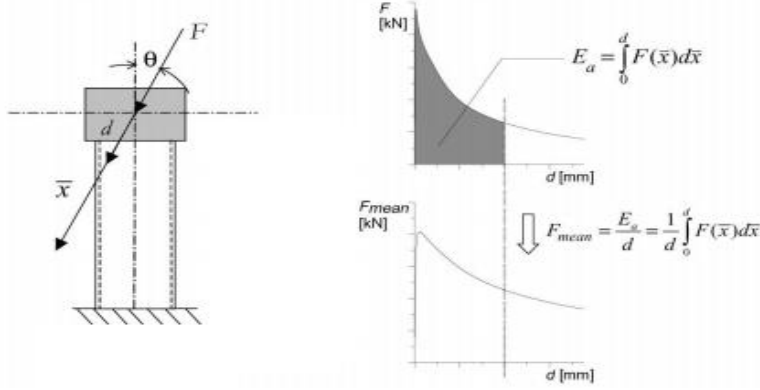
3.1 İnce Cidarlı Tüplerin Enerji Sönmül Denklemleri

3.1.1 Enerji sönmül kapasitesi (EA)

Isaac ve Oluwol'e göre modelleme parametreleri, yaptıkları çalışmada hesaplamalarında kullanılan ve kuvvet-yer değiştirme eğrisinden elde edilen değerler için kullanılan parametrelerdir [39]. Parametre denklemleri aşağıda belirtildiği gibidir.

$$Pm = 1/d \int_0^{\delta} F(\delta) d\delta \quad (3.1)$$

Denklem 3.1’de, $F(\delta)$, anlık yer değiştirmeye karşılık gelen, anlık çarpma yüküdür. Bu denklem Şekil 3.1’de verilen kuvvet - Şekil değişimi eğrisinin altında kalan alan ile ortaya çıkar [40].



Şekil 3. 1: Kuvvet – Şekil değişimi eğrisi integrasyonu [40].

Enerji emme kapasitesi (EA), aşağıdaki gibi bir yük-yer değiştirme eğrisinin integrasyonu olarak tanımlanabilir [41].

$$EA = \int_0^{\delta} F(\delta) d\delta \quad (3.2)$$

EA, enerji emme kapasitesi olduğunda, δ yer değiştirme ve $F(\delta)$ yük-yer değiştirme tepkisidir.

3.1.2 Spesifik enerji emilimi (SEA)

Spesifik enerji emme kapasitesi (SEA), enerji emicilerin en önemli özelliği olarak tanımlanabilir. SEA birim kütle başına absorbe edilen enerji ile tanımlanır ve aşağıdakiler tarafından verilir [41].

$$SEA = \frac{EA}{m} = \frac{EA}{\rho A \delta} = \frac{\int_0^{\delta} F d\delta}{\rho A \delta} \quad (3.3)$$

Denklem 3.3 incelendiğinde, F ezilme kuvveti, w ezilme sırasında yapılan iç, A kesit alanıdır, d ezilmiş mesafe ve ρ kütle yoğunluğunu ifade eder [42].

3.1.3 Açılı yükleme altında spesifik enerji emilimi (SEA_a)

Açılı yüklemeler altında spesifik enerji emme kapasitesi 3.4 no’lu denklemde olduğu gibidir;

$$SEA_{\alpha} = \sum_{i=1}^n SEA^{\alpha i} w^{\alpha i} \quad (3.4)$$

Denklem 3.4'te SEA_{α} , bir α açısı ile gelen darbe anında açığa çıkan enerji, $w^{\alpha i}$ ise ağırlık faktörüdür [43].

3.1.4 Strok verimliliği (e_g)

Strok verimliliği, dış çap veya orjinden olan uzaklığa, bir yapının karakteristik uzunluğuna bölünen strok uzunluğu olarak tanımlanır. Dairesel kesitli bir tüpün yanal çökmesi için strok verimliliği denklem ile tanımlanabilir [41].

$$e_g = \frac{\delta}{D} \quad (3.5)$$

3.5 numaralı denklemde, D borunun dış çapı olduğunda, strok verimliliği, deformasyon sırasında kullanılacak malzeme miktarını tarif etmek için iyi bir gösterge olarak kabul edilir.

3.1.5 Enerji verimliliği (e_E)

Enerji verimliliği denklem 3.6'da verildiği gibidir;

$$e_E = \frac{EA}{F_{max} * L_0} \quad (3.6)$$

F_{max} , kuvvet-deformasyon grafiğinde gözlenen maksimum yük ve L_0 , enerji sönümleyicinin orijinal uzunluğunu ifade eder. Denklem 3.6 ile enerji sönümleyicinin enerji verimliliğini en üst düzeye çıkarmak hedeflenir [41].

3.1.6 Çarpma kuvveti verimliliği (CFE)

Ortalama çarpma kuvveti (F_{avg}), belirli bir deformasyon altında, ortalama çarpma kuvveti dışında, bir yapının enerji emme kapasitesini de gösterir. EA ile hesaplanan deformasyonu (δ) gösterir [44].

$$F_{avg} = \frac{EA}{\delta} \quad (3.7)$$

çarpma kuvveti verimliliği (CFE) ve spesifik enerji emilimi (SEA) aynı anda artabilir. CFE ne kadar yüksek olursa yapı enerji sönümü açısından o kadar verimli olur [27].

$$CFE = \frac{F_{avg}}{F_{max}} \times \%100 \quad (3.8)$$

3.1.7 Birim ezilme uzunluğu başına sönümlenen enerji (E_{cl})

Birim ezilme uzunluğu başına sönümlenen enerji (E_{cl}), deforme olmamış uzunluk veya enerji emicinin maksimum ezilme mesafesine bölünen sönümlenen enerji ile hesaplanabilir. Sınırlı bir ezilme bölgesi olan uygulamalarda bu parametre çok önemlidir. İç içe geçmiş tüp sistemlerinde, tüm sistemin aynı alanda, aynı anda deforme olan birden fazla tüpe sahip olması nedeniyle E_{cl} 'i arttırması beklenir [41].

3.2 Enerji Sönümleyici Yapılar

Enerji sönümleyici yapılarının işlevi, yolcu yaralanmalarını en aza indirmek ve hayati yapıları darbe hasarlarından veya diğer dinamik yüklerden korumaktır. Bu sistemlerin tasarımı ve geliştirilmesi, malzeme ve mekanik mühendislik kollarının birlikte çalışmasını gerektirir. Bu yapıların darbe gibi dinamik yükler altındaki davranışları otomobil, uçak ve raylı sistemlerdeki benzerlikler gösterir ve temelde aynı mantığa sahip enerji sönümleyici tasarımları gerçekleştirilmiştir. Genel olarak, pasif enerji emici yapılar aşağıdaki gibi üç ana gruba ayrılabilir [41]:

- İçi boş ince cidarlı tüpler
- İç içe geçmiş ince cidarlı tüpler
- Köpük dolgulu Tüpler

Son yıllarda, ince cidarlı tüplerden oluşan enerji sönümleyici tasarımlarını geliştirmek üzere kare, dairesel, altıgen ve konik kesitli ince duvarlı tüpler, iç içe geçen ve darbe anında enerjinin ilerlemesini sağlayacak ince cidarlı tüpler ve enerji emilimini arttırmada büyük rol oynayan, aynı zamanda da ağırlık avantajı sağlayan metal köpük dolgulu tüpler üzerine önemli araştırmalar yapılmıştır.

3.2.1 İçi boş ince cidarlı tüpler

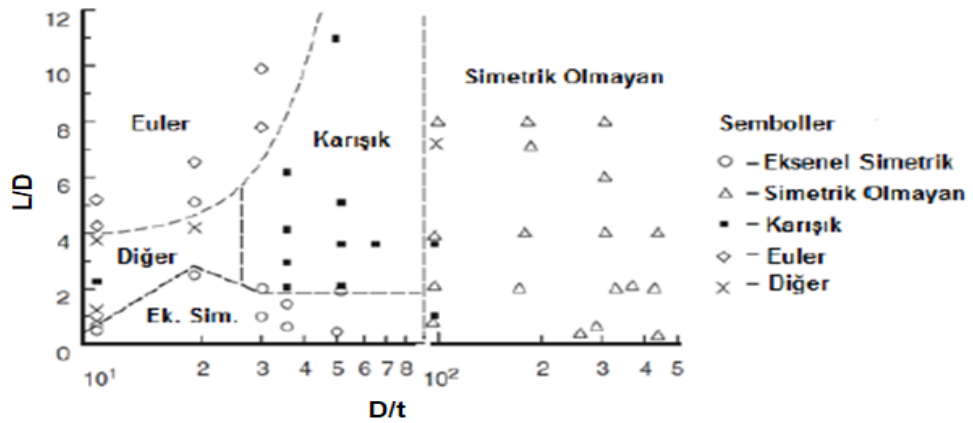
Çarpma anında enerji sönümlemeye yarayan sistemlerinin tasarımında en sık tercih edilen yapısal elemanlar ince cidarlı tüplerdir. İnce cidarlı tüpler için kullanılan en

yaygın malzemeler çelik ve alüminyum alaşımlarıdır. İnce cidarlı tüpler farklı deformasyon şekilleri ile enerji sönümlerler bunlar; aksel darbe durumu, tüpün ters çevrilmesi, şeritlere ayrılması, noktasal yük altında çukurlaştırılma ve yanal düzleştirmedir [45].

3.2.1.1 Aksel darbe durumu

Kare, dairesel ve konik kesitli ince cidarlı tüplerin aksel darbe yükü altında enerji sönümleme kapasiteleri birçok çalışmada karşılaştırılmış ve optimize edilmeye çalışılmıştır. Bunlardan biri, Nagel ve Thambiratnam tarafından yapılan çalışmada düz ve konik kesitli borular arasında statik ve dinamik yüklemeler yapılarak bir karşılaştırma yapılmıştır. Koniklik açısı, kalınlığı ve darbe hızı gibi parametrelerin bu sistemlerin enerji sönümlerleri üzerindeki tepkileri incelenmiştir. Düz kesitli tüplerin yanal kuvvetlerden, konik tüplere oranla daha fazla etkilendiği görülmüştür. Konik kesitli tüplerin ise enerji sönümleme davranışının koniklik açısı ve duvar kalınlığı parametrelerinde yapılan değişikliklerin, diğer parametrelerde yapılan değişikliklere oranla daha fazla etkisi olduğu görülmüştür [46].

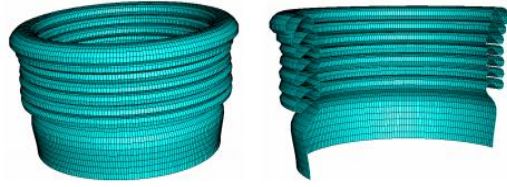
Dairesel kesitli bir ince cidarlı tüpün, aksel darbe yükü altında sıkışmasını incelemek için Guillo ve diğ. yaptıkları çalışmada, farklı D/t (çap/kalınlık) oranlarına sahip tüplerin darbe altındaki davranışlarını inceleyerek, farklı deformasyon modlarını açıklayan, Şekil 3.2’de gösterildiği gibi bir şema oluşturmuştur. Bu şema ile L/h (tüp uzunluğu/çap) oranının D/t oranına olan etkisi incelenmiştir [47].



Şekil 3. 2: Dairesel kesitli tüpün deformasyon modları [47].

Şekil 3.2’de ifade edilen deformasyon modları; Euler, simetrik, simetrik olmayan, karışık, aksel simetrik ve diğer olarak gösterilmiştir.

Pled ve diğ. dairesel Al tüplerin aksenal yük altında, geometrik parametrelerinin burkulma modları üzerindeki etkisini anlamak için parametrik çalışma yapılmıştır. Kullanılan geometriler çeşitli ezilme modlarının gözlenmesini sağlamıştır. Değişken L/D oranı (1~12) ve D/t oranına (10~500) sahip olan tüpler kullanıldı. Çalışma sonucun Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'te görülen deformasyon modları sonuçları elde edilmiştir [48]. Şekil 3.2'de verilen grafikte, aksenal simetrik bölgede tariflenen deformasyon moduna örnek olarak Şekil 3.3'te görülen akordeon modu verilebilir. Aynı grafikte simetrik olmayan deformasyon modunu gösteren bölge ise çokgen modu olarak adlandırılır. Deformasyonun akordeon modu ile başlayıp, çokgen modu ile devam ettiği durumlar Şekil 3.4'te görüldüğü gibidir ve karışık mod olarak adlandırılır [45,47,48].

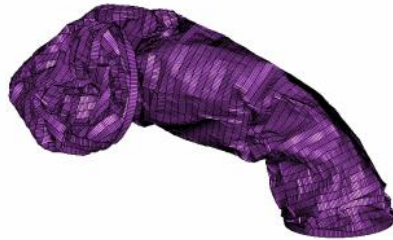


Şekil 3. 3: İnce cidarlı tüpün akordeon modu [48].



Şekil 3. 4: İnce cidarlı tüpün karışık modu [48].

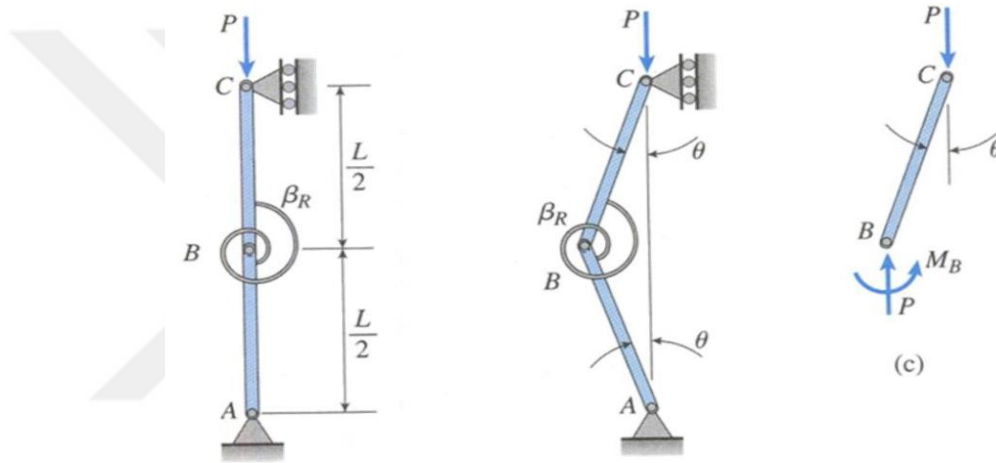
L/D oranı, her D/t için belirli bir değeri aştığında, yapının burkulmalara maruz kalmasına neden olur. Bu uzunluğa kritik uzunluk denir ve yapının deformasyon modunu belirlemede önemli bir parametredir [49].



Şekil 3. 5: İnce cidarlı tüpün Euler-burkulma modu [48].

Pled ve diğ. yaptıkları çalışmada kısa ve kalın boruların deformasyonu için akordeon modu oluştuğunu, borunun kalınlığı azaldığında ve uzunluğu arttığında ise karışık modun oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Uzun ve çok ince borular için ise Euler burkulma modunun gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir [48].

Standart burkulma, kiriş eksenini boyunca bir sıkıştırma yüküne maruz kalan uzun ince kirişlerde meydana gelen bir hata modudur. Bu deformasyon modu, aksel olarak yüklenmiş bir kirişin çökmesine neden olarak desteklenen yapıya zarar verir. Benzer bir davranış, boru bükme işlemi için de geçerlidir; boru limit değerdeki sıkıştırma gerilmesinin üstüne çıktığında, lokal bir deformasyon meydana gelir. Şekil 3.6'da gösterilen ideal kirişe bakarak burkulma daha iyi anlaşılabilir [50].



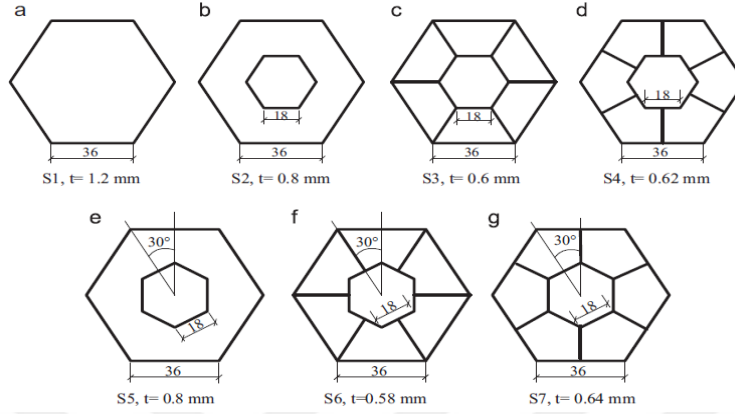
Şekil 3. 6: İdeal kiriş burkulma modu [50].

Eksenel kuvvet P küçükse, bir geri yükleme momentinin hareketi yapının başlangıçtaki düz pozisyonuna dönmesine neden olur. Eksenel kuvvet yüksek bir değere ulaşırsa, geri yükleme momentini aşacak böylelikle yapıyı kararsız hale getirecek ve yanal bükülme ile çökmesine neden olacaktır. Sabitlenmiş uçları olan bir kiriş için, öngörülen kritik yük, denklem 3.9 aracılığıyla bulunur [50,51].

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} n \quad (3.9)$$

Denklem 3.9'da n, 0.25 ile 4 arasında bir düzeltme faktörüdür. Bu burkulma kuvveti "Euler burkulma" olarak adlandırılır ve idealleştirilmiş elastik koşullar altında ortaya çıkar [50]. Aynı zamanda n=1 değeri için, L uzunluğu kritik burkulma boyunu ifade eder [51]. Kritik L uzunluğunu aşan sistemlerde, gelen yük karşılanamaz ve Euler burkulma meydana gelir, durumlarda yapı istenilen kadar enerji sönmüleyemez.

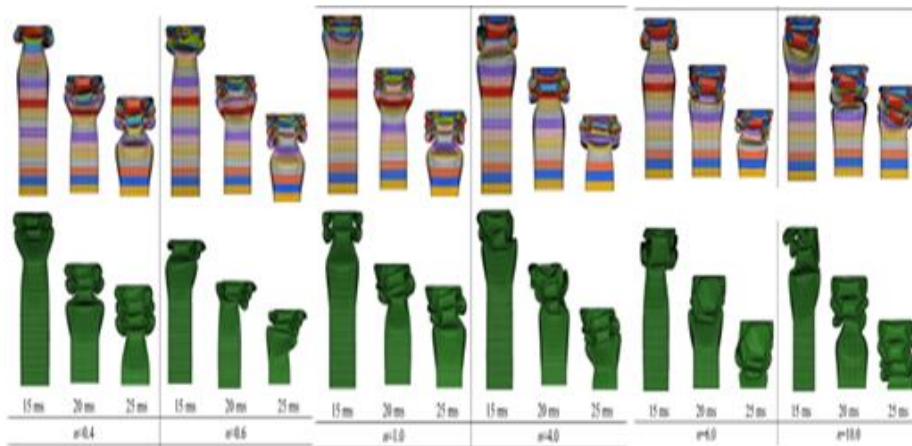
Qui ve diğ. yaptıkları çalışmada farklı çok hücreli altıgen kesitli kolonların aksenal ve eğik yükler altındaki çarpışma davranışlarını incelemişlerdir. Şekil 3.7’de yedi farklı altıgen kesit konfigürasyonu verilmektedir. Çalışma sonucunda S4 ile belirtilen kesitin doğrusal ve eğik yükler altında en iyi enerji sönüm kapasitesine sahip olduğu görülmüştür [22].



Şekil 3. 7: Aynı kütle, farklı duvar kalınlıklarına sahip çok hücreli tüplerin konfigürasyonları ve boyutları [22].

Aynı kütle, farklı duvar kalınlıklarına sahip çok hücreli tüplerin konfigürasyonları ve boyutları [22].

Eksenel yükleme altında kare kesitli tüplerin enerji sönümleme kapasiteleri üzerinde Sun ve diğ. yaptıkları çalışmada, kesit boyunca duvar kalınlığını değiştirerek enerji sönümüne olan etkisi incelenmiştir. Optimizasyondan elde edilen sonuçlara göre tasarımı yapılan tüpün genel çarpma davranışlarında, aynı kalınlıktaki benzerlerine göre üstün olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, bu tüplerin çökme enerjisinin potansiyel bir emicisi olarak kullanılması önerilebilir [52].

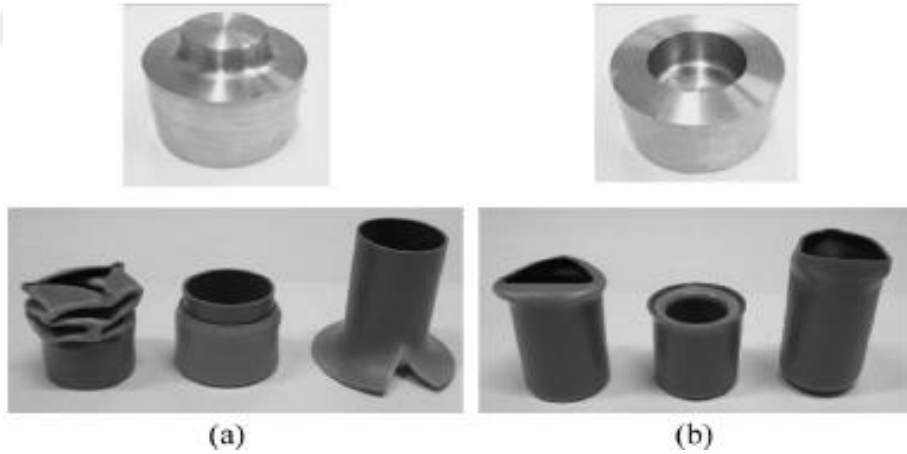


Şekil 3. 8: Tüplerin deformasyonu [52].

3.2.1.2 Tüpün ters çevrilmesi durumu

Çarpma veya darbelere maruz kalan otomobiller ve trenler gibi taşıma sistemlerinde yüksek enerji sönümünü sağlamak için birçok tasarım tipi kullanılır. Bu tasarımlar genellikle ucuz olma, hafif olma ve üretilebilirliğinin kolay olması avantajına sahip olmalıdır. İnce cidarlı borular ucuz ve etkili enerji emme bileşenleridir ve enerji sönümleme kapasiteleri sebebi ile çokça tercih edilirler ancak sertleştirilmiş ve sertleştirilmemiş ince cidarlı borular aksenal yükler altında farklı davranırlar [53]. Bu noktada, tüpün ters çevrilmesi yöntemi yardımı ile yapının daha fazla enerji emmesini sağlamak mümkün hale gelebilmektedir. Aksenal yük altındaki bir ince cidarlı tüpün içe ya da dışa doğru şekillenmesini sağlayarak çift duvara sahip bir tüp elde edilir [45].

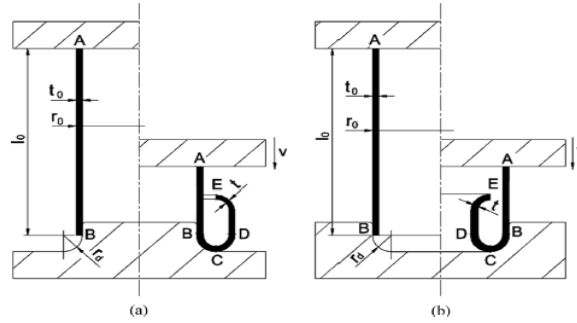
Şekil 3.9'da ince cidarlı tüplerin içe ve dışa doğru çevirme örnekleri verilmiştir. Alves ve Martins yaptıkları çalışmada ince duvarlı tüplerin kalıpla ters çevrilmesi alanında kapsamlı araştırma yapmışlardır. Tüplerin biçimlenebilirlik sınırlarının belirlenmesi amacıyla başarılı ve başarısız deformasyon modlarının oluşması üzerindeki malzeme akışının ve hasarın etkilerini ele almışlardır [54].



Şekil 3. 9: Bir kalıp kullanarak ince cidarlı tüplerin ters çevrilmesinin deformasyon modları a) içe doğru çevirme b) dışa doğru çevirme [54].

Tüplerin ters çevrilmesi, bir tüp aksenal sıkıştırmaya maruz kaldığında, diğer imalat yöntemleriyle üretilmesi zor olan çift cidarlı boru şeklindeki bileşenleri oluşturmak için tersten içe çevrilmeden veya tersinden geçeceği iyi bilinen bir metal şekillendirme işlemidir. Plastik deformasyon, bükülme, gerilme (dış inversiyon, Şekil 3.10.a) veya sıkıştırma (iç inversiyon, Şekil 3.10.b) ve sürtünme olmak üzere üç farklı mekanizmanın sonucudur. B noktasında bükme ve D noktasında bükülme

meydana gelir. Tüp, kalıbın BD yarıçapı etrafında dönerken, çevresel doğrultuda germe veya sıkıştırma ilerler. Ara yüz sürtünmesinin etkisi B ve C noktaları arasında meydana gelir [54].

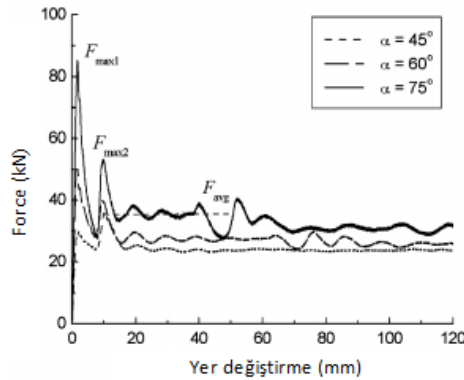


Şekil 3. 10: Bir kalıp kullanarak ince cidarlı tüplerin ters çevrilmesinin deformasyon modları [54].

3.2.1.3 Tüpün şeritlere ayrılması durumu

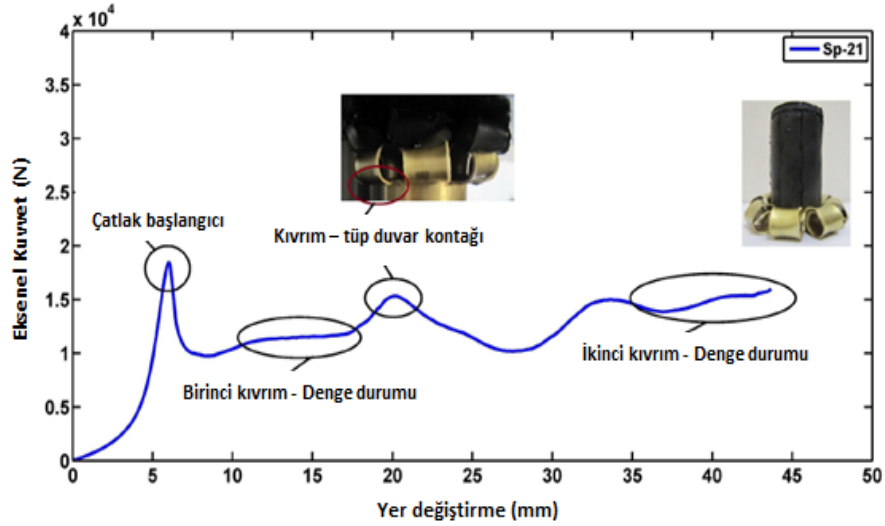
Bir tüpün şeritlere ayrılması (eksenel bölünmesinin) deformasyon modu, aksenal yük altında ters çevirme ve sıkıştırma arasındaki ara bir deformasyon modu olarak ifade edilebilir.

Reddy ve Reid tarafından yapılan çalışmada kalıp yarıçapı ve sürtünme etkileri gibi tüplerin ayrılması üzerinde etkili olan birçok parametre olduğu ve bu parametrelerin değiştirilmesiyle optimum kuvvet sapma eğrisinin elde edilebileceği görüldü. Çalışmalarında, deformasyon modunu ve daire kesitli tüplerin ayrılması ile ilgili kuvvet sapma eğrisini incelemek için statik ve dinamik deneyler yapmışlardır. Çalışma sonucunda Şekil 3.11’de görüldüğü gibi, ortalama ezilme kuvvetinin daha düşük olduğu, ancak % 95 ezilme veriminin elde edilebileceği ortaya çıkmıştır [55].



Şekil 3. 11: D = 74 mm çelik borular için kuvvet-yer değiştirme eğrileri; t = 1.8 mm $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $\alpha=75^\circ$ [55]

Rouzegar ve diğ. araştırmalarında enerji sönümleme kapasitesini arttırmak için tüplerin aksenal olarak bölünmesi için yeni bir yöntem geliştirmeye çalışmışlardır. Dairesel kesitli tüpler içine farklı sertliklere sahip doğal kauçuk doldurulmuştur. Kauçuk doldurulmuş tüplerin bir tarafında bazı yarıklar oluşturuldu ve örnekler iki sert plaka arasında yarı-statik aksenal sıkıştırma yükleme ile sıkıştırıldı. Deneysel sonuçlara dayanarak, tüplerin çap ve duvar kalınlığının, ilk yarıkların uzunluğu ve sayısının, kauçuk sertliğinin ve ilk kauçuk uzunluğunun, numunelerin enerji emme özellikleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Şekil 3.12’de tüpün şeritlerine ayrılma işlemi sırasında Sp-21 numune örneği için aksenal yük - yer değiştirme diyagramı verilmiştir [56]. Kauçuk ve tüp kontak anı grafikteki tepe noktaları ile temsil edilmektedir.

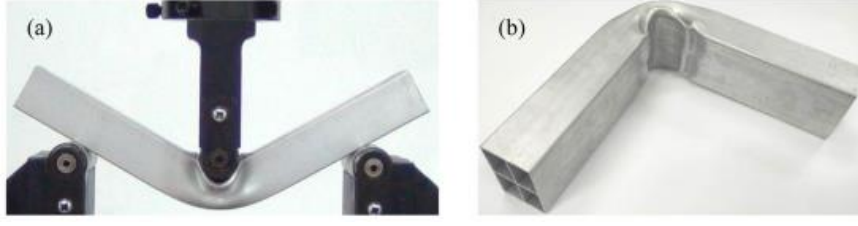


Şekil 3. 12: Tüpü şeritlerine ayrılma işlemi sırasında Sp-21 numune örneği için aksenal yük - yer değiştirme diyagramı [56].

Jiang ve diğ. darbe hızının, aksenal şeritlerine ayrılma yöntemi ile enerji sönümünü arttırma üzerindeki etkisini incelemek üzere bir çalışma yapmışlardır. Test mekanizmasında tüpler 9.0 ve 13.5 m/s darbe hızlarında ağır bir kütleyle çarpmıştır. Çalışma sonucunda malzeme zorlanma hızı sertleştirme etkisini içeren yeni bir ölçeklendirme metodu önerilmiştir [57].

3.2.1.4 Noktasal yük altında çukurlaştırılma

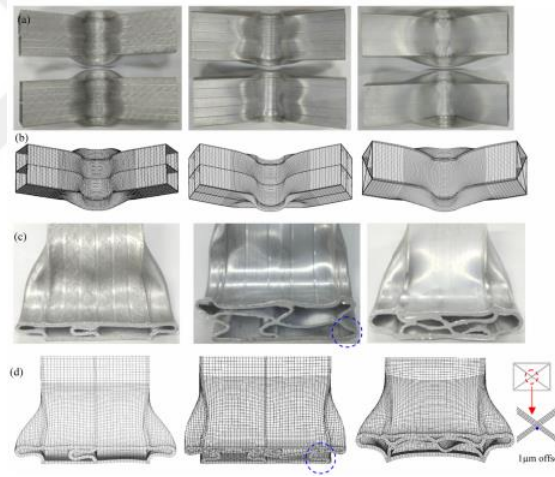
Tüpün noktasal yük altında çukurlaştırılması yöntemi, Şekil 3.13’te görüldüğu gibi tüpün iki ucundan sabitlenerek, noktasal bir yük yardımı ile deformasyona uğratılması ve böylelikle enerji sönümlemesi hedeflenir.



Şekil 3. 13: Tüpün noktasal yük altında çukurlaştırılması işlemi (a) çok hücreli tüpün üç nokta basma testi, (b) deforme olmuş şekil [58].

Tüpün noktasal yük altında çukurlaştırılması işlemi (a) çok hücreli tüpün üç nokta basma testi, (b) deforme olmuş şekil [58]

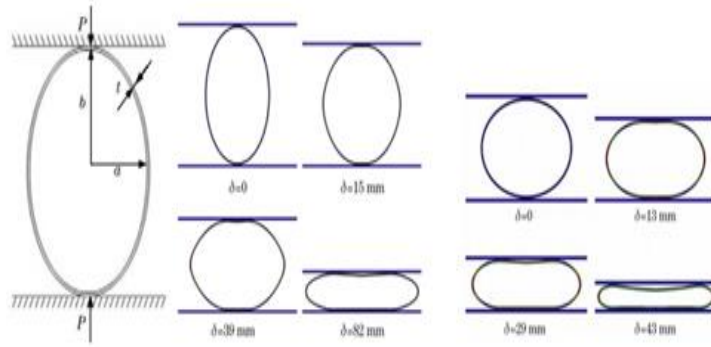
Huang ve diğ. çalışmalarında üç farklı çok hücreli tüpün noktasal yük altında deformasyonunu incelemişlerdir. Hem yarı statik hem de dinamik yüklere maruz kalan tüplerin enerji emme performansları incelenmiştir. Şekil 3.14' de deformasyonları görülen tüplerin son olarak, kalınlık değişkenleriyle optimize etmek için sıralı yanıt yüzey yöntemi kullanılmıştır [58].



Şekil 3. 14: Numunelerin noktasal yük altında deformasyonu [58].

3.2.1.5 Tüplerin yanal düzleştirilmesi

Tüpün yanal düzleştirilmesi metodu, tüpün yüzeyine uygulanan bir kuvvetin sonucunda tüpün deforme olmasına bağlı olarak enerji sönümünü hedefler [45]. Liu ve diğ. eliptik kesitli bir tüpün yanal yük altında enerji sönümleme kapasitesini incelemişlerdir. Şekil 3.15'te görüldüğü gibi, dikey yarıçapı b , yatay yarıçapı a ve kalınlığı t olan bir eliptik tüpe, bir P yükü uygulanmıştır. Çalışma sonucunda hem sonlu elemanlar analizinden hem de sert plastik analitik modellerden, yanal sıkıştırma yönüne paralel olarak ana yarı-eksenleri ile hafif ovalleştirilmiş tüplerin oldukça iyi bir enerji emme davranışı sergilediği bulunmuştur [59].

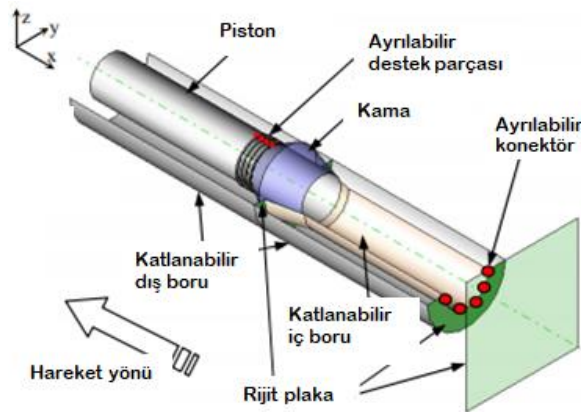


Şekil 3. 15: İki paralel plaka ile sıkıştırılmış eliptik tüpün deformasyon modu [59].

Mozarafı ve diğ. altı farklı konfigürasyon ile yaptıkları çalışmada farklı radyal olukların kullanılmasının, dairesel alüminyum tüplerin yanal sıkıştırma altında kırılma davranışları üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Oluk sayısının, genlik ve boyutlarının kırma tepkisi üzerindeki oranının etkileri incelenmiştir.

3.2.2 İç içe geçmiş ince cidarlı tüpler

İç içe geçmiş ince cidarlı tüpler, basit olarak iki eş merkezli tüpün iç içe geçtiği bir sistemi ifade etmektedir ve bu tüplerin eksenleri paraleldir [41]. Bu yapılar çarpışma anında kademeli olarak deformasyona uğrayarak daha fazla enerji sönümleyeme yardımcı olur. Griškevičius ve diğ. çalışmalarında Şekil 3.16'da görülen sistemi tasarlamışlardır. Boru-piston yapısı gibi davranan sistem önden çarpma anında kontrollü enerji sönümü sağlar. Deformasyon ön kısmında başlar ve aynı zamanda pistonun kızak ile kayması, iç borunun gerilmesini sağlar. Daha sonra katlama, ikinci dış tüpte ve önceden gerilmiş iç tüpte başlar. Piston ve sert plaka arasındaki temastan sonra, katlanma olayı piston tüpünde başlar. Bu sistemle enerji sönümünü %50'ye kadar arttırmanın mümkün olduğu saptanmıştır [60].



Şekil 3. 16: Kontrol edilebilir enerji sönümleyici sistem [60].

Başka bir çalışmada Morris ve diğ. iki tip girinti kullanarak iç içe geçmiş sistemlerin sıkıştırılması sunulmuştur. Dış yüklerin malzeme hacmini daha fazla plastik deformasyona maruz bıraktığı ve dolayısıyla daha fazla enerji sönümlendiği tespit edildi. Bu tüplerin tepkilerini tahmin etmek için ANSYS ile sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Hesaplmalı ve deneysel sonuçlar arasında yakın sonuçlar elde edilmiştir [61].

Dikdörtgen şekilli enerji emici sistemler Morris ve diğ. tarafından incelenmiştir. Enerji emme sistemleri, yanal deformasyona maruz kalan farklı çaplarda iç içe geçmiş tüpleri içermektedir. Dinamik etkinin oluşmadığından emin olmak için öngörülen 5 mm/dk bir çarpma hızı kullanıldı. Sonuçlarını incelemek için bu sistemler üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmış ve iç içe geçmiş tüp sisteminin enerji sönümüne olan etkisi incelenmiştir [62].

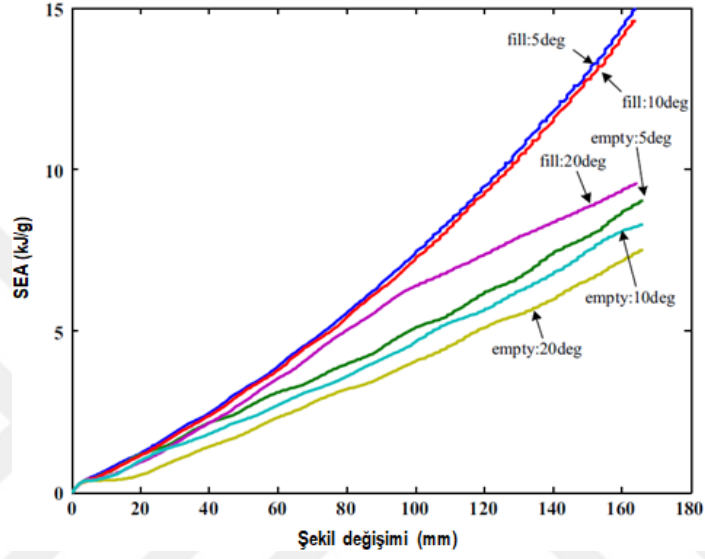
3.2.3 Köpük dolgulu tüpler

Önden çarpışma kazalarında enerji sönümlenme uygulamalarında kullanılan ince cidarlı tüplerin kullanılmasının yaygın olmasının dışında, dolgu maddesi malzemesi kullanarak enerji sönümlenme performanslarını daha da arttırmak mümkündür. Petek, mantar, ahşap, köpük ve kauçuk gibi hafif bir malzemeler, ince cidarlı tüplerde dolgu maddesi olarak kullanılabilir. İnce cidarlı tüple birlikte dolgu malzemelerinin kullanılması, tüm yapının enerjisinin sönümünü artırır. Bu yapıların yapısal ve ağırlık verimleri, onları mühendislik uygulamaları için pratik kılmaktadır. Köpük dolgulu tüpler bu özellikleri sebebi ile otomotiv ve demiryolu uygulamalarında sıkça kullanılmaktadır [63]. Şekil 3.17’de görülen tüpler, ezilmiş bir çarpışma kutusunu ve farklı işlem yolları tarafından üretilen iki örneği göstermektedir. İçi köpük dolgulu tüpün, boşken olduğundan daha fazla enerji emdiği gözlemlenir.



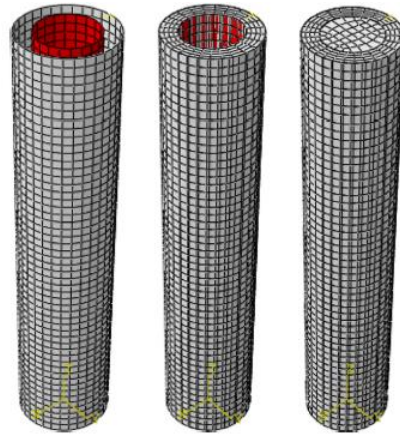
Şekil 3. 17: İçi boş ve köpük dolgulu tüpler [63].

İçi köpük dolgulu ince cidarlı tüplerin enerji sönümleme kapasitesini arttırmak üzere çokça araştırma yapılmıştır. Bunlardan biri, Zhang ve diğ. konik kesitli tüpler kullanarak yaptıkları çalışmadır. Konik kesitli içi boş ve içi dolu tüplere 5^0 , 10^0 ve 20^0 'lik açılarla plakalar yardımı ile kuvvet uygulayarak deformasyon modlarını karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda Şekil 3.18'de görüldüğü gibi, içi köpük dolgulu tüplerin daha fazla enerji sönümleme kapasitesine sahip olduğu sonucu çıkarılmıştır [21].



Şekil 3. 18: İçi boş ve köpük dolgulu tüplerin enerji – şekil değişim grafiği [21].

Başka bir çalışmaya örnek olarak, Djmaluddin ve diğ. yaptıkları araştırmada dairesel kesitli ince cidarlı tüplerin içi boş ve köpük dolgulu olma durumlarının darbe anında gösterdiği davranışları karşılaştırmıştır. Şekil 3.19'da gösterildiği şekilde içi boş-İçi boş tüp, köpük dolgulu-İçi boş tüp ve köpük dolgulu-köpük dolgulu tüp olmak üzere üç farklı durumu 0^0 ve 30^0 'lik açı ve 15 m/s hızı ile incelemiştir [24].



Şekil 3. 19: İçi boş ve köpük dolgulu dairesel kesitli tüpler [24].

Çalışma sonucunda içi köpük dolgulu tüplerin, içi boş tüpe göre 0^0 ve 30^0 'lik açı ile darbe uygulandığında daha fazla enerji sönümlendiği görülmüştür.

Bu çalışmada da ince cidarlı tüpler çarpışma anında enerjinin sönümlenmesi amacı ile kullanılmıştır.



4. ENERJİ SÖNÜMLEME ELEMANLARININ OPTİMİZASYON YÖNTEMİ

Enerji sönümleyicilerin tasarımı yapılırken, parametrelerin tasarım üzerindeki etkilerini görebilmek için çok fazla test yapılması gerekir. Her test ve numune daha fazla zaman gerektirir. Bu noktada sonlu elemanlar yöntemi tasarımın daha hızlı ve etkili bir biçimde geliştirilmesinde büyük rol oynar. Sonlu eleman modeli doğrulaması yapılan tasarımlar için her defasında test yapmadan, parametrelerin tasarım üzerindeki etkilerini karşılaştırma şansı verir. Bu çalışmada, CEM sistemi geliştirilmesinde sonlu elemanlar metodu, enerji sönümleme elemanı tasarımı için ise farklı kesitli profillerden absorbe edilen enerji ve deformasyon miktarı eğrileri karşılaştırılarak amaç fonksiyon grafiği elde edilebilmesi için yanıt yüzey yöntemi kullanılmıştır.

Enerji emicilerin yarı statik ve dinamik tepkilerinin sonuçlarını görmek için kullanılan doğrusal olmayan sonlu eleman (FE) kodlarına örnek olarak, HyperMesh, RADIOSS, LS-DYNA, PAMCRASH, ABAQUS ve ANSYS verilebilir.

4.1 Sonlu Eleman Metodu

Sonlu elemanlar yöntemi (Finite Element Method - FEM) mühendislik alanlarında çok çeşitli fiziksel sorunları tanımlayan ya da yaklaşık olarak tanımlayan diferansiyel denklemlere çözümler bulmak için kullanılan, sayısal bir analiz tekniğidir. Fiziksel problemler katı, akışkan, mekanik, elektromanyetizma ve dinamiğe kadar çeşitlilik göstermektedir. Enerji sönümleme sistemleriyle ilgili olarak, FEM diğer geleneksel yöntemlerden çok daha ayrıntılı bilgi sağladığından, enerji emicilerin tasarımı ve geliştirilmesi alanında çok güçlü bir araçtır. Enerji emicilerin deformasyon modları çok karmaşıktır, bu nedenle enerji emici bileşenlerin tasarımı birden fazla iterasyon ve karşılaştırma gerektirir. FEM, gerçek testlerden daha kısa zamanda sonuç verdiği için ve her defasında fiziksel test uygulamaya oranla daha düşük maliyetli olduğundan parametrik çalışmalar yapmak için araştırmacılar tarafından yaygın olarak kullanılmaktadır.

FE modellemesinde tüm yapısal problemler, doğrusal veya doğrusal olmayan olarak sınıflandırılmaktadır. Uygulanan yük ile sistemin tepkileri arasında doğrusal bir ilişki varsa ve sistemin sertliği yükün uygulandığı süre boyunca sabitse doğrusal analiz çözümü kullanılır. Eğer sistemin sertliği yük uygulandığı sürece sabit değil ve sistem şekil değiştirmeye başlıyorsa doğrusal olmayan analiz çözümünün kullanılması gerekir [41].

4.2 Yanıt Yüzey Yöntemi

Yanıt yüzey yöntemi (Response Surface Method - RSM), kontrol edilebilir değişkenlerinin işlevlerini inceleyen ve yanıtları modellemek için kullanılan matematiksel ve istatistiksel tekniktir. Tüm bağımsız değişkenler ölçülebilir ve ihmal edilebilir bir hatayla tekrar edilirse, yanıt yüzeyi ile ifade edilebilir, yanıt yüzeyi ise denklem 4.1 ile ifade edilir [41,64]. “

$$Y = f(x_1, x_2, \dots, x_k) \quad (4.1)$$

k” bağımsız değişkeni olmak üzere, bağımsız değişkenler ve yanıt yüzeyi arasındaki gerçek fonksiyonel ilişkiyi tanımlamak için 4.2 numaralı denklem kullanılır ve denklemdeki b ’ler regresyon katsayılarını, ε ise sistemdeki hatayı ifade eder [41,65].

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_kx_k + \varepsilon \quad (4.2)$$

Eğer sistemde bir eğrilik söz konusu ise, 4.3 numaralı denklem ile tarif edilen ikinci dereceden polinom kullanılır [64].

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \sum_{i<j} b_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (4.3)$$

Üç bağımsız değişkenli sistemi tanımlayan ikinci dereceden polinomun denklemi 4.4 numaralı denklemde verilmiştir [41].

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 \quad (4.4)$$

Bu denklemleri matris formunda yazdığımızda aşağıdaki denklemler ortaya çıkmaktadır.

$$y = xb + \varepsilon \quad (4.5)$$

$$y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ y_k \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

$$x = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \cdot & x_{1k} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \cdot & x_{2k} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \cdot & x_{nk} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

$$b = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ b_k \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$y = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \varepsilon_k \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

Bu denklemlere göre “x” bağımsız değişken, “b” regresyon katsayısı ve “ε” hata vektörünü temsil etmektedir. Bu denklemlerden yola çıkılarak, hata toplamlarının karesi en aza indirgenecek şekilde regresyon katsayısı seçimi yapılır ve en küçük kareler fonksiyonu 4.10 ve 4.11 numaralı denklemlerde olduğu gibi ifade edilir [66].

$$L = \sum_{i=1}^k \varepsilon_i^2 = \sum_{i=1}^k (y_i - b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_{ij})^2 \quad (4.10)$$

$$L = \sum_{i=1}^k \varepsilon' \varepsilon = (y - xb)'(y - xb) \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial L}{\partial b} \Big|_{\hat{b}} = -2x'y + 2x'x\hat{b} = 0 \quad (4.12)$$

$$x'x \hat{b} = x'y \xrightarrow{\hat{b} \text{ cinsinden yazılırsa}} \hat{b} = \frac{x'y}{x'x} \quad (4.13)$$

4.13 numaralı denklem sonucunda regresyon modeli 4.14'te verilen şekilde bulunur.

$$\hat{y} = x\hat{b} \quad (4.14)$$

Şimdiye kadar tanımlanan denklemlerde “ y_i ” gerçek gözlem değerini ve “ \hat{y} ” uyarlanan değeri sembolize etmektedir. Gerçek gözlem değeri ile uyarlanan değer arasındaki fark “rezidü” olarak ifade edilir ve 4.15 numaralı denklemdeki gibi vektörel olarak gösterilir.

$$e = y - \hat{y} \quad (4.15)$$

Bu aşamada regresyon modelinin doğrulanabilmesi için regresyon anlamlılık testi adı verilen bir sizi matematiksel çözüm yapılıır. 4.16 numaralı denklemde modelin kareler toplamı (SS_M) verilmektedir [41].

$$SS_M = \sum_{i=1}^k (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad (4.16)$$

4.17 numaralı denklemde ise cevap fonksiyonunun kareler toplamı (SS_R) verilmektedir.

$$SS_R = \sum_{i=1}^k (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (4.17)$$

SS_M ve SS_R kareler toplamı (SS_T);

$$SS_M + SS_R = \sum_{i=1}^k (y_i - \bar{y})^2 \quad (4.18)$$

SS_M 'nin SS_T 'ye bölümü ile çoklu belirleme katsayısı (R^2) bulunur. Bu değer, modelin ortalama değer etrafındaki değişkenliğini gösterir ve noktaları tahmin etmek için model doğruluğunun bir ölçüsünü sağlar. R^2 değeri 0 ila 1 arasında bir değer alır ve ne kadar yüksekse modelin o kadar iyi olduğunu gösterir [41,65].

$$R^2 = \frac{SS_M}{SS_T} \quad (4.19)$$

Çoklu belirleme katsayısının büyük olması modelin her zaman iyi olduğu anlamına gelmez. Modele ilave edilen her bir değişken R^2 değerinde artışa sebep olur. Bu nedenle R^2_{adj} ile düzeltilmiş belirleme katsayısı bulunur. Bu değer modeldeki anlamlı olmayan terimlerin sayısı ile ters orantılıdır [41, 45, 65].

$$R^2_{adj} = 1 - \frac{SS_R}{df_R} \times \frac{SS_T}{df_R + df_M} \quad (4.20)$$

Özellikle enerji sönümleyicilerin analizleri yapılırken, araştırılan parametrelerin aynı anda optimize edilmesi gerekir. Bununla birlikte, çok amaçlı optimizasyon problemleri, orantısız ve çelişkili cevapları içerebilir. Yanıt yüzeyi modellerine dayanarak, birden fazla yanıt problemini çözen farklı istatistiksel modeller kullanılabilir. Bu çalışmada enerji emicilerin optimizasyonu için birden fazla parametrenin cevabını karşılaştırabilmek için yanıt yüzey yöntemi kullanılmıştır.



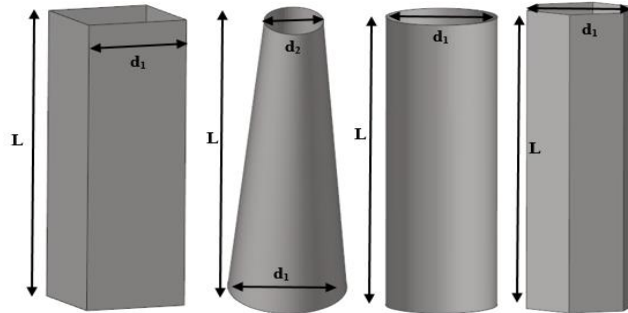


5. ENERJİ SÖNÜMLEYİCİ SEÇİMİ VE FE ANALİZLERİ

Bu tez çalışmasında, sonuca ulaşabilmek için sonlu elemanlar (FE) modellemesi kullanılmıştır. Yükleme koşulları için, tek ve iç içe geçmiş tüplerin deformasyon davranışını ve enerji sönüm kapasitesini simüle etmek için FE modelleri kullanılmıştır. Bu tez çalışmasında sonlu eleman modeli hazırlamada Altair HyperWorks 2017 /HyperMesh ve HyperCrash, yarı statik ve dinamik analizlerde ise RADIOSS kullanılmıştır. Bu çalışmada ilk olarak, enerji sönümleyici tasarımında kullanılacak ince cidarlı tüpün geometrisini belirlemek üzere kare, dairesel, altıgen ve konik kesitli tüplerin FE modelleri hazırlanarak, enerji sönümlenme ve deforme olabilme kapasiteleri karşılaştırılmıştır.

5.1 Profil Geometrileri

Kare, dairesel, altıgen ve konik kesitli tüplerin boyları eşit olacak şekilde Şekil 5.1'de görüldüğü gibi profil kesitlerinin boyu (L) 300 mm, genişlik / çap (d_1) 100 mm, d_2 50 mm ve et kalınlıkları 2 mm olarak modellenmiştir.



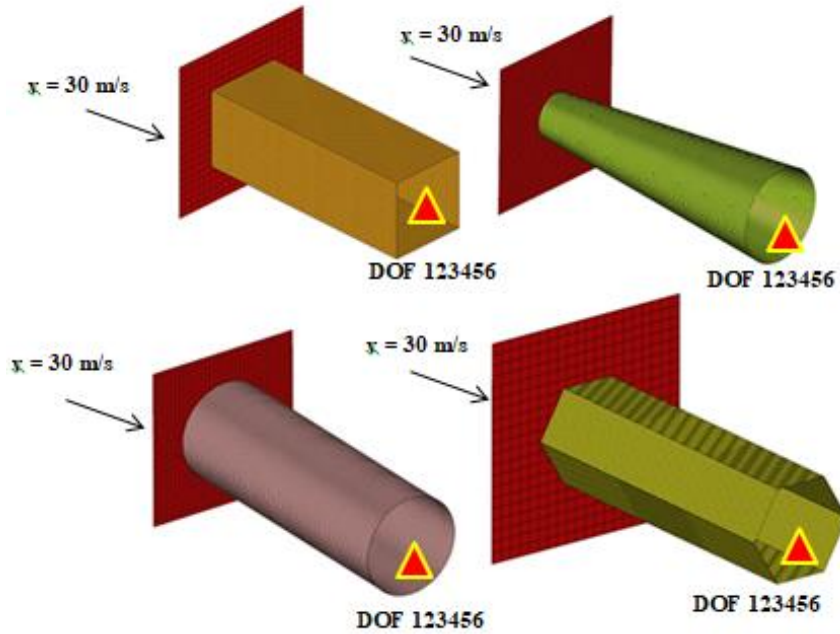
Şekil 5. 1: Tüplerin geometrileri.

5.2 Sonlu Eleman Modeli

Sonlu elemanlar yöntemi tanımlanmış sınır şartları ile her bir nokta için denklemler çözerek çıktılar verir. Bu nedenle oluşturulan modeldeki eleman sayısı doğrudan çıktığı etkilemektedir. Ne kadar fazla sayıda eleman olursa sayısal analiz o kadar

doğru sonuç verecektir. Ancak eleman sayısı ile doğru orantılı olarak çözüm süresi artacağından eleman bu çalışmada, enerji sönümleyici geometrisi seçiminde FE modeli eleman boyutu, çözüm süresi ve sonuç hassasiyeti göz önünde bulundurulmalıdır. Özmen tez çalışmasında yaptığı analiz ve test sonuçlarını karşılaştırması sonucunda, çarpışma analizi için sonlu eleman modelinde kullanılan eleman boyutunun, parçanın kalınlığının iki katı olması durumunda en iyi sonucu verdiğini görmüştür [45]. Bu çalışmada da eleman boyutu 4 mm olarak belirlenmiştir. Sonlu elemanlar modellerinin tümünde en küçük eleman boyutu 3,5 mm olarak hesaplanmıştır. Eleman tipi olarak, her nokta için altı serbestlik derecesine sahip Belytscho-Tsay kabuk eleman kullanılmıştır

Sonlu elemanlar modeli hazırlanırken HyperMesh ve HyperCrash yazılımları kullanılmıştır. Profile darbe yükü uygulayabilmek için rijit plaka tanımlanmıştır. Plaka ile profil arasına 0.25 sürtünme katsayısı tanınmış ve genel kontak tipi olan TYPE 7 tanımlanmıştır. Böylelikle kendi kendine temas eden boşluklar gibi birçok değişkenin de davranışı gözlemlenebilmiştir. şekil 5.2’de kırmızı renk ile gösterilen rijit plakaya 30 m/s hız tanımlanmıştır. Porfillerin enerji emici olarak vagona uygulanması halinde, tüm yüzeylerinden kaynak ile yapıya bağlanacakları için bir buları x,y,z eksenlerinde hareket ve dönme kısıtı tanımlanmıştır.



şekil 5. 2: Sonlu elemanlar modeli.

5.3 Malzeme Modeli

Sanal analiz sonuçlarının gerçekçiliğini doğrudan etkileyen bir diğer parametre de tanımlanan malzeme modelidir. Sonlu elemanlar yöntemi ile farklı yaklaşımlar ile birden fazla malzeme modeli oluşturmak mümkündür.

Bu çalışmada malzeme modeli olarak Johnson Cook malzeme modeli denklemini parametreleri tanımlanmıştır.

$$\sigma = (A + B\varepsilon_p^n)(1 + C \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0})(1 - T^m) \quad (5.1)$$

5.1 numaralı eşitlikte, σ : gerilme, ε_p : plastik şekil değişim miktarı, A : akma dayanımı, B : sertleşme modülü, n : sertleşme üssü, T^m : sıcaklık etkisini sembolize etmektedir [67,68].

$$T^m = \frac{T - T_{oda}}{T_{erime} - T_{oda}} \quad (5.2)$$

5.1 eşitliğinde $(1 - T^m)$ sıcaklık etkisini temsil etmektedir. T^m 5.2 no'lu eşitlikte olduğu gibi açıldığında oda sıcaklığındaki malzeme için 5.1 numaralı eşitlik sıfıra eşit olmaktadır [68,69].

$(1 + C \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0})$ eşitliğinde, $\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}$ birim şekil değiştirme oranı 1'e eşit olduğunda, 5.1 numaralı eşitlik $\sigma = (a + b\varepsilon_p^n)$ haline gelir [68,69].

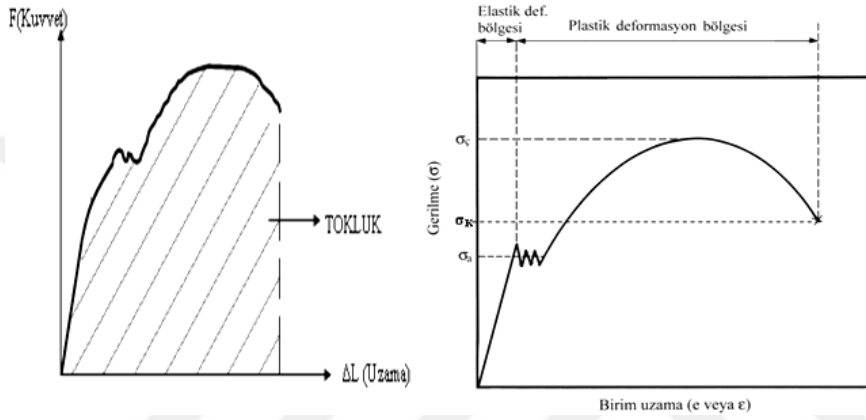
Sonlu eleman modeline malzeme modelini tanımlayabilmek için, 5.1 eşitliğindeki a , b , n elde edilmesi gerekir. Bunlar için de malzemenin akma dayanımı, kopma gerilmesi ve uzama değerlerine ihtiyaç vardır [67].

Malzeme özelliklerini belirlemek üzere mekanik testler yapılır. Bunun için en iyi yöntemlerden biri de çekme deneyidir. Çekme deneyin sırasında, malzemelerin statik yük altındaki elastik ve plastik davranışları belirlenir. Malzeme özellikleri belirlenmek istenen malzeme numunesi; çekme cihazına bağlanarak parça eksenine boyunca değişken kuvvetler uygulanır.

Çekme cihazı, düşey ekseninde hareket serbestliği olan deney numunesinin bağlandığı iki çene ve bu çenelere kuvvet uygulayan ve şekil değişimini ölçen ünitelerden oluşur. Üst çene yukarı hareket ettirilerek deney parçasına değişken miktarlarda

çekme kuvveti uygulanır ve bu kuvvete karşılık gelen uzama belirlenir. Düşük kuvvet değerlerinde şekil değişim miktarı kuvvet ile doğru orantılıdır. Malzeme elastik davranış içindedir, kuvvet kaldırıldığı anda uzama durur. Kuvvet belirli bir değere ulaştığında ise plastik deformasyon başlar ve kuvvetin sıfır olduğu yerde deformasyon artık sıfır olmaz, malzemede oluşan plastik deformasyon kalıcı olur.

Şekil 5.3'te verilen kuvvet-uzama eğrisinin altında kalan alan numuneyi şekil değişimine uğratmak için gereken enerjiye eşittir. Kuvvet-uzama eğrisi, gerilme-birim uzama eğrisine dönüştürülür [70].



Şekil 5. 3: Kuvvet-uzama eğrisinin gerilme-birim uzama eğrisine çevrilmesi [70].

Bu çalışmada profil kesitlerinin enerji emme kapasitelerini karşılaştırmak üzere sonlu elemanlar modelinde malzeme olarak tanımlanmak üzere S420MC malzemesi çekme testine tabi tutulmuştur. Şekil 5.4'te malzemeye ait numune ve çekme testi sırasında malzemenin boyun vermesi ve kopması görülmektedir.



Şekil 5. 4: S420MC çekme testi.

Çekme testinden elde edilen malzemenin akma, kopma ve uzama değerleri 5.3 – 5.7 numaralı denklemlerde yerlerine koyularak, HyperMesh sonlu eleman modelinde,

“M2_PLAS_JOHNS_ZERIL” malzeme modeli seçilmiş ve A, B, n değerleri sonlu eleman modeline eklenmiştir.

$$Rm_{gerçek} = \text{Kopma gerilmesi}$$

$$Rm_{gerçek} = Rm (1 + Ag) \quad (5.3)$$

$$Rm_{gerçek} = 554 (1 + 0.13) = 626$$

$$Ag_{gerçek} = \text{uzama}$$

$$Ag_{gerçek} = \ln (1 + 0.13) = 0.122 \quad (5.4)$$

$$R_{p0.2gerçek} = \text{Kopma gerilmesi}$$

$$R_{p0.2gerçek} = R_{p0.2} \quad (5.5)$$

$$R_{p0.2} = 420$$

Johnson Cook parametreleri (A, B, n);

$$A = R_{p0.2} = 420$$

$$B = \frac{Rm_{gerçek}}{n * Ag_{gerçek}^{(n-1)}} \quad (5.6)$$

$$B = \frac{626}{0.37 * 0.122^{(0.37-1)}} = 449$$

$$n = \frac{Rm_{gerçek} Ag_{gerçek}}{Rm_{gerçek} - R_{p0.2}} \quad (5.7)$$

$$n = \frac{626 * 0.122}{626 - 420} = 0.37$$

S420MC malzemesi için malzeme modeline tanımlanan diğer parametreler,

Elastiklik modülü: $E = 2.068.10^5$ MPa

Poisson oranı: $n = 0.30$

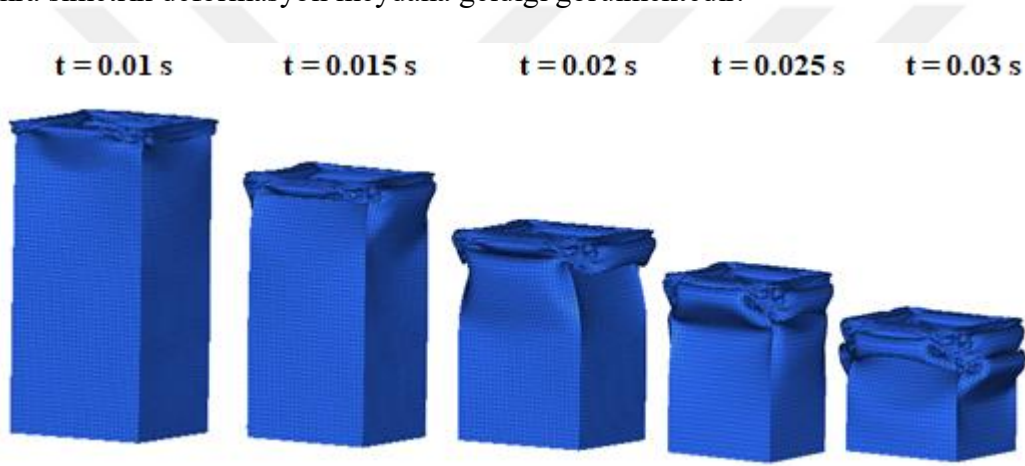
Yoğunluk: $\rho = 7.9$ g/cm³

5.4 İnce Cidarlı Tüplerin FE Analizleri

HyperMesh ve HyperCrash ile sonlu elemanlar modelleri oluşturulan dört farklı kesitteki profilin analizleri RADIOSS çözücüsü ile yapılmıştır.

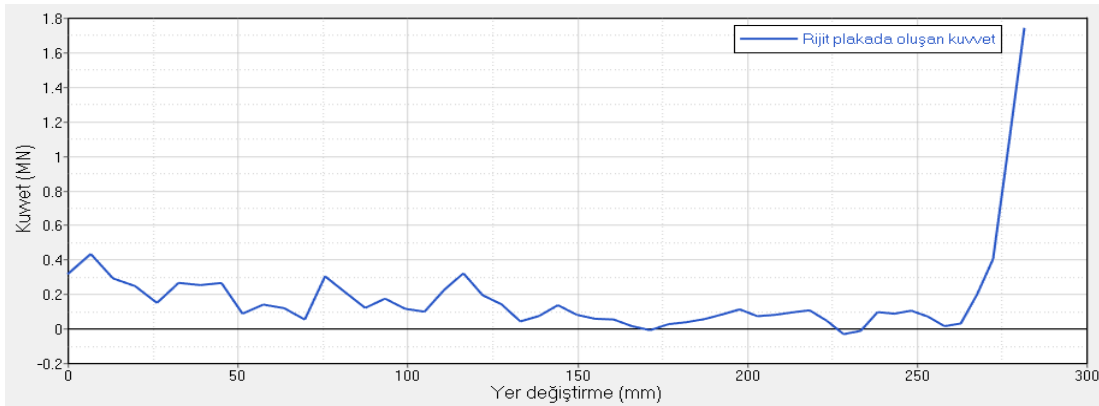
5.4.1 Kare kesitli tüpün FE analizi

Kare kesitli tüpe 30 m/s hızındaki bir rijit plaka yardımı ile darbe uygulanarak, darbe yönünde göstereceği deformasyon davranışı ve sönmüleyebileceği enerji miktarı araştırılmıştır. Şekil 5.5'te darbe uygulanan kare kesitli tüp görülmektedir. Şekil 5.5'ten de anlaşılacağı gibi tüp üzerindeki ilk deformasyon, darbeyi uygulayan rijit plaka yüzeyinin tüp yüzeyine ilk temas ettiği kısımda başlamaktadır. 0.02 s'den sonra simetrik deformasyon meydana geldiği görülmektedir.

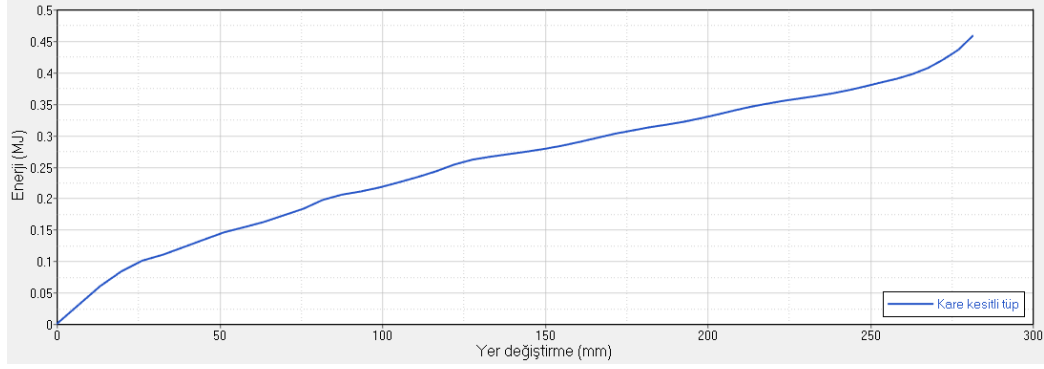


Şekil 5. 5: Kare kesitli ince cidarlı tüpün deformasyonu.

Yapılan sonlu eleman analizi sonucunda plaka üzerindeki kuvvet - yer değiştirme grafiği Şekil 5.6'da ve sönmülenen enerji - yer değiştirme grafiği Şekil 5.7'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 5. 6: Kare kesitli tüpün rijit plaka kuvveti – yer değiştirme grafiği.

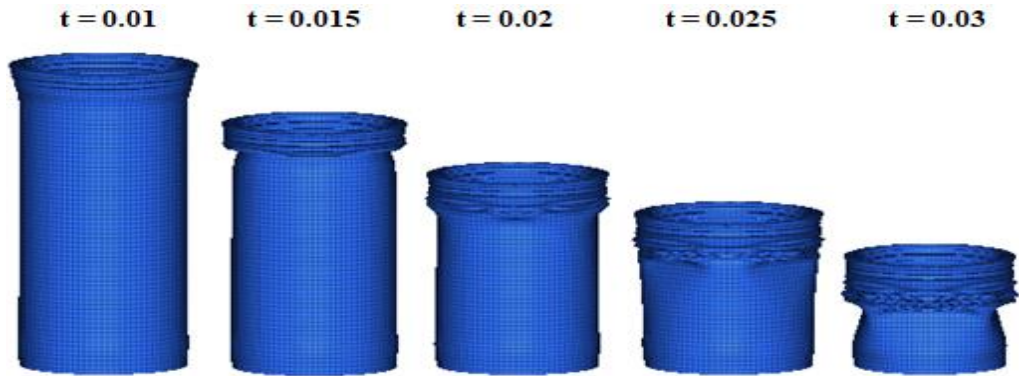


Şekil 5. 7: Kare kesitli tüpün enerji – yer değiştirme grafiği.

Şekil 5.6'da verilen grafik ve Şekil 5.5'te verilen anlık deformasyonlar birlikte incelendiğinde, darbe anında ilk deformasyonun maksimum kuvvet noktasında oluştuktan sonra kuvvetin belli bir noktaya kadar düştüğü görülmektedir. Simetrik kıvrımların oluşması sırasında maksimum ve minimum kuvvet noktalarının oluştuğu görülmektedir. 0.03 saniyeye yaklaştığında sıkışma başladığı için kuvvetin artmaya devam ettiği görülmektedir.

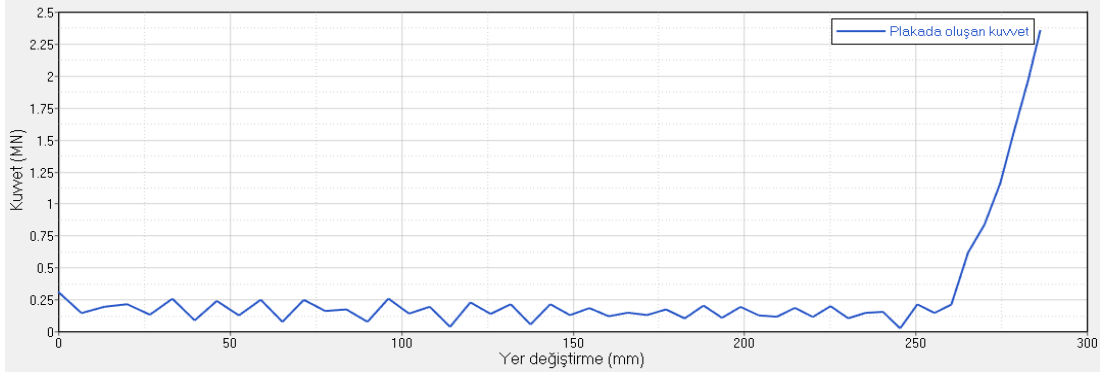
5.4.2 Daire kesitli tüpün FE analizi

Daire kesitli bir ince cidarlı tüpe, rijit plaka yardımı ile 30 m/s hızla darbe uygulanmış ve darbe karşısında tüpün deformasyon davranışı incelenmiştir. Şekil 5.8'de dairesel kesitli tüpün yük altındaki deformasyonu görülmektedir. Rijit plaka tüpe temas ettiği andan yaklaşık olarak 0.02 saniyeye kadar akordeon modu, sonrasında ise karışık modunda deformasyon meydana gelmektedir.

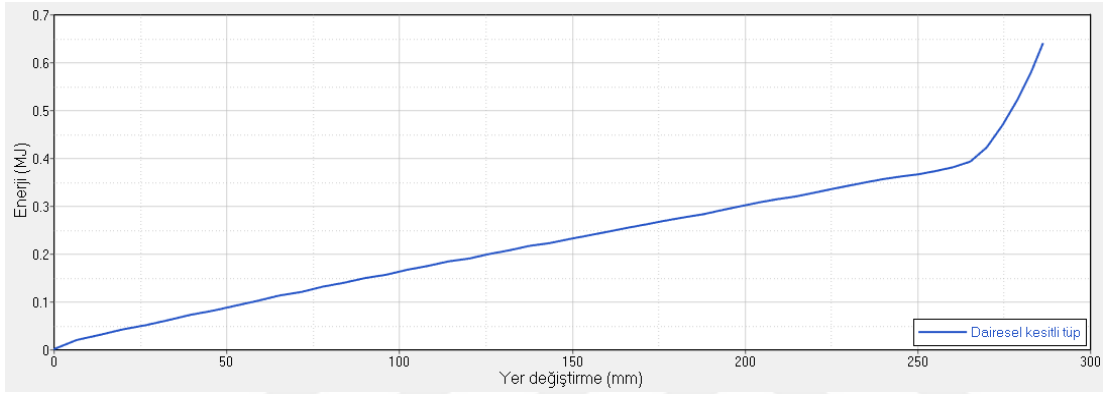


Şekil 5. 8: Dairesel kesitli ince cidarlı tüpün deformasyonu.

Yapılan sonlu eleman analizi sonucunda plaka üzerindeki kuvvet - yer değiştirme grafiği Şekil 5.9'da ve sönümlenen enerji - yer değiştirme grafiği Şekil 5.10'daki gibi elde edilmiştir.



Şekil 5. 9: Dairesel kesitli tüpün rijit plaka kuvveti – yer değiştirme grafiği.



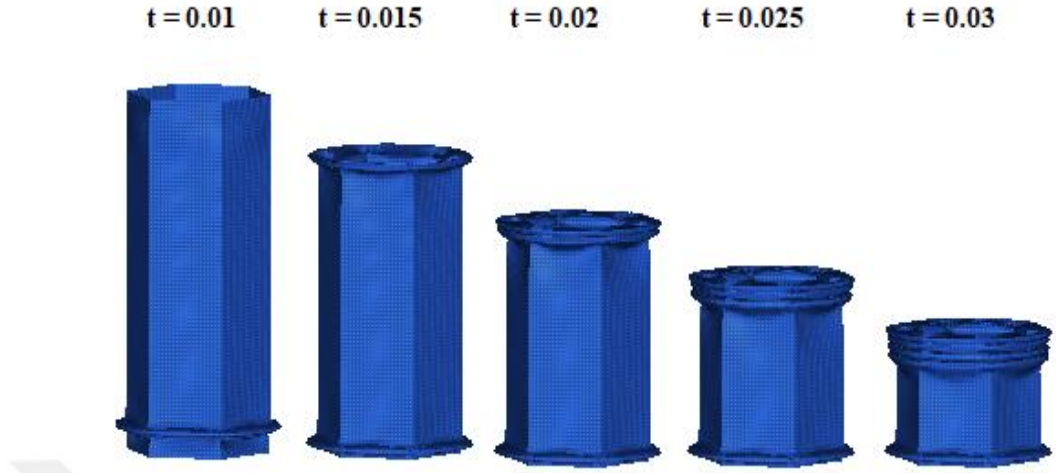
Şekil 5. 10: Dairesel kesitli tüpün enerji – yer değiştirme grafiği.

Şekil 5.8 ve Şekil 5.9 birlikte incelendiğinde yerel maksimum ve lokal minimum noktalarının oluşumu, kare kesitli tüpün deformasyonunda oluşan maksimum ve minimum noktalara göre farklılık gösterdiği görülmektedir. Dairesel kesitli tüpün deformasyonu sırasında akordeon mod etkin olduğundan, rijit plakada oluşan kuvvet kararlı bir dalgalanma davranışı göstererek kontrollü deformasyon sağlamaktadır. Şekil 5.10'daki grafikte görüldüğü gibi, 0.25 saniyeden sonra sönmülenen enerji kuvvetle orantılı olarak artmaktadır.

5.4.3 Altıgen kesitli tüpün FE analizi

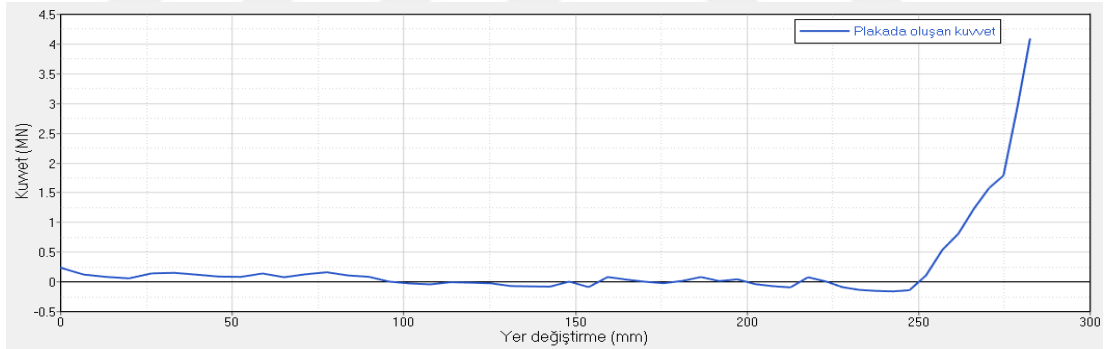
Altıgen kesitli bir ince cidarlı tüpe, rijit plaka yardımı ile 30 m/s hızla darbe uygulanmış ve darbe karşısında tüpün deformasyon davranışı incelenmiştir. Şekil 5.11'de altıgen kesitli tüpün yük altındaki deformasyonu görülmektedir. Kare kesitli ve dairese kesitli tüplerin darbe altındaki davranışlarından farklı olarak deformasyon rijit plaka ile ilk temas eden kısımda değil tüpün sabitlendiği noktalara yakın

kısımdan başlamaktadır. Sonrasında ise deformasyon tütün plaka ile ilk temas bölgesinde oluşmaya başlamakta ve devam etmektedir.

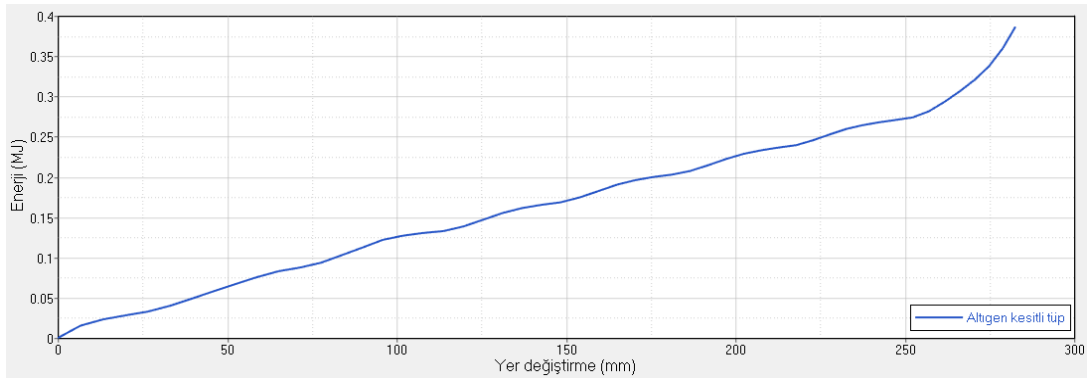


Şekil 5. 11: Altıgen kesitli ince cidarlı tütün deformasyonu.

Yapılan sonlu eleman analizi sonucunda plaka üzerindeki kuvvet - yer değiştirme grafiği Şekil 5.12'de ve sönmülenen enerji - yer değiştirme grafiği Şekil 5.13'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 5. 12: Altıgen kesitli tütün rijit plaka kuvveti – yer değiştirme grafiği.

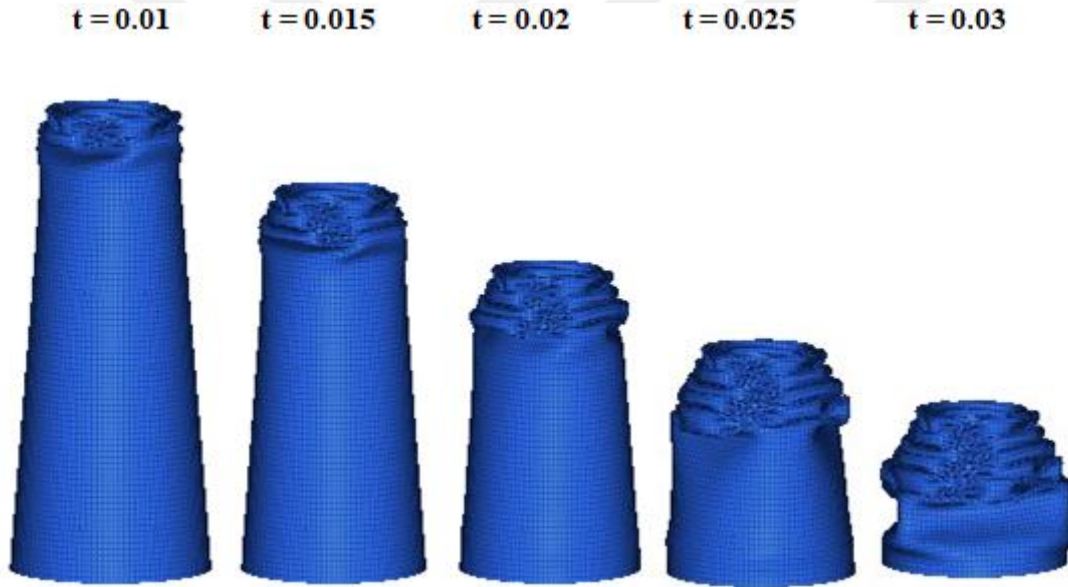


Şekil 5. 13: Altıgen kesitli tütünün enerji – yer değiştirme grafiği.

Şekil 5.11’de verilen deformasyon modları ve Şekil 5.12’de bulunan rijit plaka kuvveti – yer değiştirme grafiği birlikte incelendiğinde, başlarda karışık modda deformasyon meydana geldiği sonrasında akordeon modun etkili olduğu görülmektedir. Rijit plakada oluşan kuvvet dalgalanma davranışı göstermektedir, tüpün sabitleme noktasında ilk darbe anında deforme olan bölgeye ulaştığında deformasyon zorlaştığından kuvvetin arttığı görülmektedir.

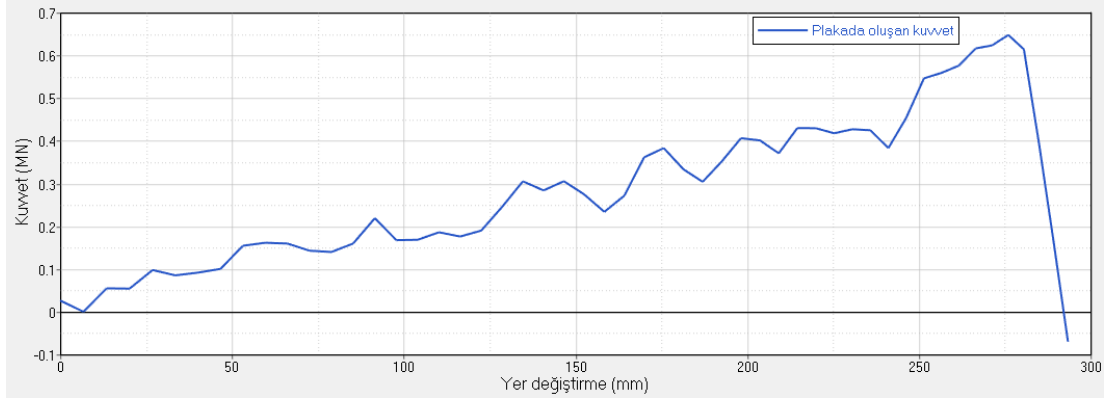
5.4.4 Konik kesitli tüpün FE analizi

Konik kesitli bir ince cidarlı tüpe, rijit plaka yardımı ile 30 m/s hızla darbe uygulanmış ve darbe karşısında tüpün deformasyon davranışı incelenmiştir. Şekil 5.14’te dairesel kesitli tüpün yük altındaki deformasyonu görülmektedir. Rijit plaka tüpe temas ettiği andan itibaren karışık modda deformasyon meydana gelmektedir.

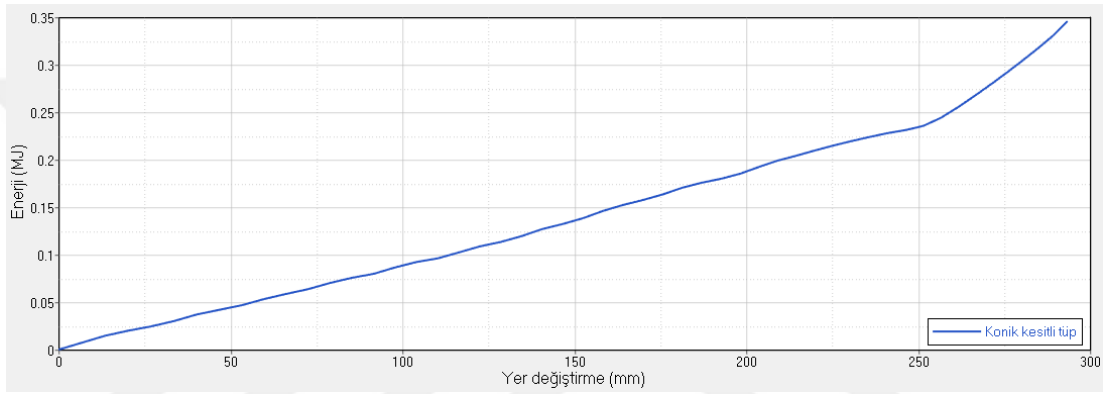


Şekil 5. 14: Konik kesitli ince cidarlı tüpün deformasyonu.

Plaka üzerindeki kuvvet - yer değiştirme grafiği Şekil 5.15’te ve sönmülenen enerji - yer değiştirme grafiği Şekil 5.16’daki gibi elde edilmiştir. Rijit plaka üzerindeki kuvvet – yer değiştirme grafiğinden ve Şekil 5.14’te görülen tüpün deformasyonun da anlaşılacağı üzere, dairesel kesitli ve altıgen kesitli tüplerin deformasyonundan farklı bir deformasyon moduna sahiptir. Konik kesitli tüp simetrik olmayan ve katlanma şekilde deformasyona uğramaktadır. Şekil 5.515’te verilen grafikte bu nedenle maksimum, minimum noktaları oluşmuştur. Deformasyon ilerledikçe tüp burkulmaya maruz kalmaktadır.



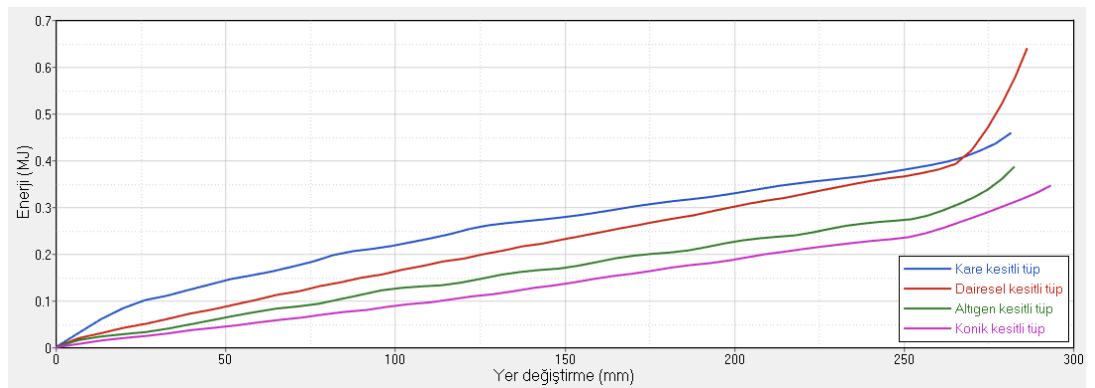
Şekil 5. 15: Konik kesitli tüpün rijit plaka kuvveti – yer değiştirme grafiği.



Şekil 5. 16: Konik kesitli tüpün tüpün enerji – yer değiştirme grafiği.

5.5 İnce Cidarlı Tüplerin Enerji Sönüm Kapasitelerinin Karşılaştırılması

Aynı geometrik ölçülere sahip kare, altıgen, dairesel ve konik kesitli tüplere sonlu elemanlar metodu kullanılarak, rijit plaka yardımı ile darbe uygulanmış ve deformasyon modları incelenmiştir. Şekil 5.17’de dört farklı kesitteki tüpün darbe yükü altındaki enerji sönümleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 5. 17: Tüplerin Enerji Sönüm Kapasiteleri.

Sonlu eleman analizi sonuçlarına göre dairesel kesitli tüpün aynı uzunlukta daha fazla enerji sönümleyebildiği ortaya çıkmıştır. Dairesel kesitli tüpün yaklaşık 290 mm uzunlukta 0,63 MJ seviyesinde enerji sönümleyebildiği, kare kesitli tüpün 0,45 MJ, altıgen kesitli tüpün 0,38 MJ ve konik kesitli tüpün 0,30 MJ seviyesinde enerji sönümlediği görülmüştür.

Tüplerin deformasyon modları karşılaştırıldığında ise, kare ve konik kesitli tüplerin deformasyonunda katlanmalar meydana gelmiştir. Altıgen kesitli tüpün deformasyonunda ise akordeon modu meydana gelmiştir ancak başlangıç deformasyonu diğer u tüpün deformasyonundan farklı olarak plakanın temas ettiği bölgede değil sabitleme noktalarına yakın kısımda başlamıştır. En kararlı deformasyonu dairesel kesitli tüpün gösterdiği görülmüştür. Tüm uzunluk boyunca akordeon modu etkili olmuştur.

Enerji sönüm kapasiteleri ve deformasyon modları karşılaştırıldığında, bu çalışmada dairesel kesitli tüpün enerji sönümleyici olarak kullanılmasına karar verilmiştir.

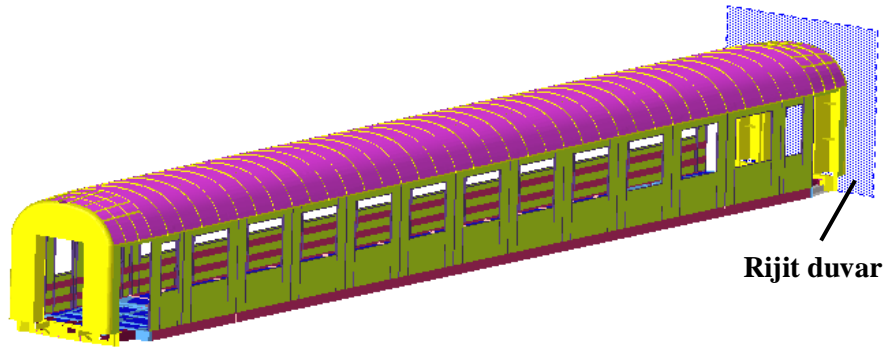
6. VAGONUN ENERJİ SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI VE FE ANALİZLERİ

Bu çalışmada, bir demiryolu aracı için CEM sistemi tasarımı geliştirilmiştir. CEM sistemi geliştirilirken sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak, vagonun rijit duvara tam ölçekli çarpışması simüle edilmiştir. Çalışmanın sonunda enerji sönmüleyici eleman geliştirilmiş vagon ve enerji sönmüleyici elemana sahip olmayan geleneksel vagonun çarpışma davranışları karşılaştırılmıştır.

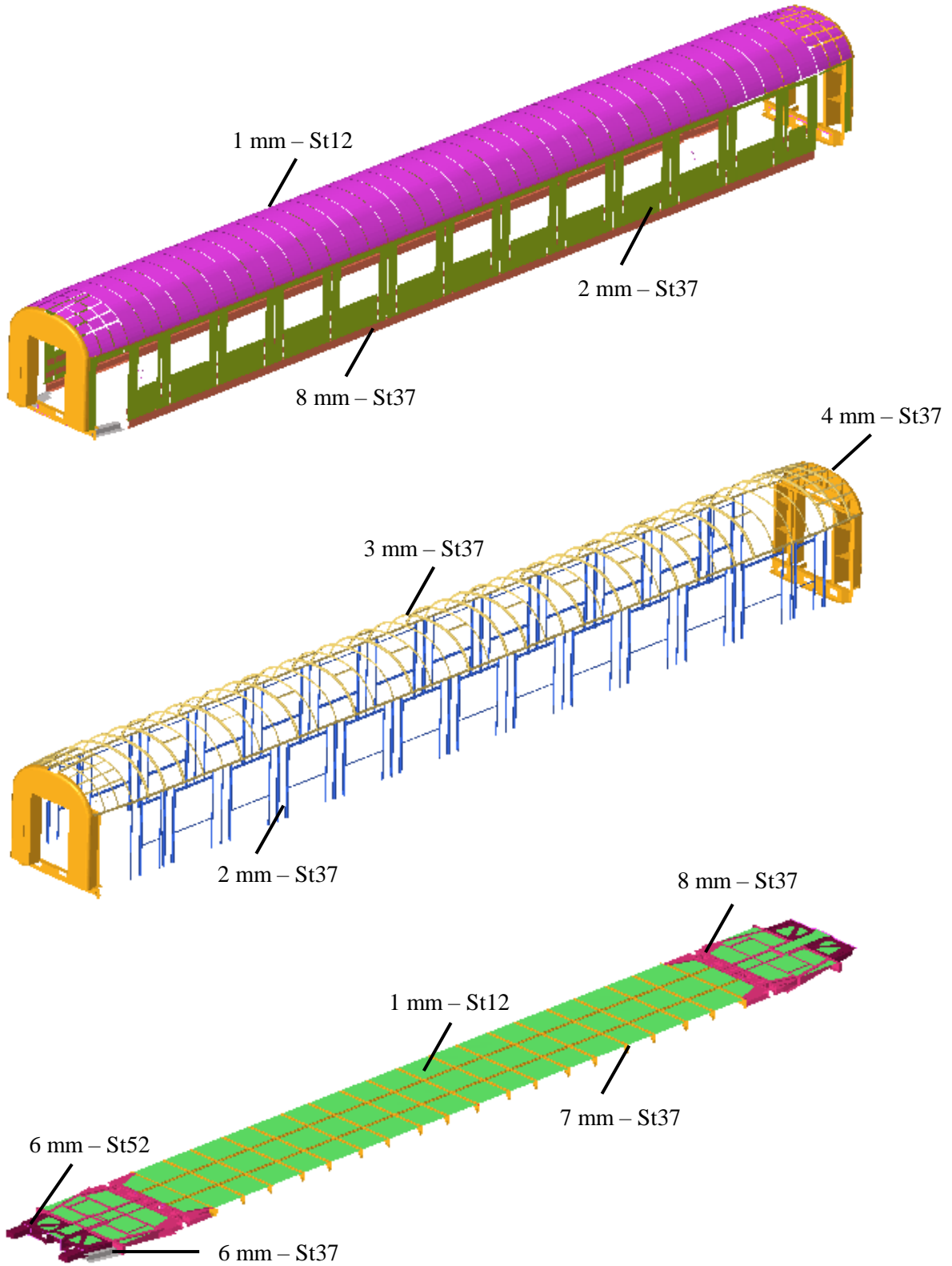
6.1 Geleneksel Vagonun Modellenmesi

Enerji sönmüleyici geliştirilecek olan vagon 26000 mm uzunluğunda, 2700 mm genişliğinde ve 3100 mm yüksekliğindedir. Vagon yolcu ve donanımlar hariç yaklaşık olarak 10 ton ağırlığa sahiptir. Vagonun bojileri ile birlikte toplam ağırlığı 22 ton ve yüklenebileceği maksimum ağırlık ise 37 tondur.

Altair HyperWorks 2017 /Hypermesh ve HyperCrash sonlu eleman modelinin hazırlanmasında ve RADIOSS çözücü olarak kullanılmıştır. Eleman boyutu 10 ila 15 mm arasında değişmektedir ve model 1.649.523 eleman içermektedir. Vagon dörtgen kabuk elemanlarla modellenmiştir ve komponentlerin birleşiminde kaynağı doğru temsil edebilmek adına da dörtgen kabuk elemanlar kullanılmıştır. Boji ağırlıkları 6 ton önde, 6 ton arkada olmak üzere 12 ton ağırlık modelde bağlı olduğu elemanlar üzerine sonlu eleman modelinde kütle olarak tanımlanmıştır. Bunlar dışındaki diğer donanımların ağırlıkları vagon üzerinde dengeli olarak dağıtılmıştır.



Şekil 6. 1: Vagonun sonlu eleman modeli.



Şekil 6. 2: Vagonu oluşturan elemanların malzeme ve sac kalınlıkları.

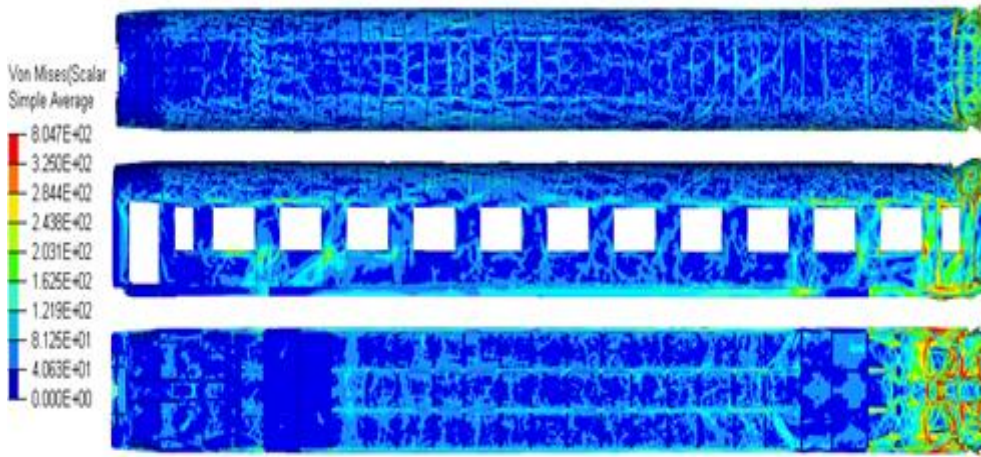
Geleneksel vagonun modellenmesinde, gövdenin ana elemanları, dikey ve yatay kirişler St37, tavan ve taban sacı St12 olarak sonlu eleman modelinde tanımlanmıştır. Bunlar dışında çarpışma anında darbeyi ilk karşılayacak olan çarpışma bölgesi için ise daha yüksek mukavemete sahip St52 malzemesi kullanılmıştır. Vagon, çarpışma anında darbeye maruz kalacağından plastik deformasyon meydana gelecektir bu nedenle elastik-plastik malzeme davranışını doğru şekilde simüle edecek bir malzeme modeli elde edebilmek için 5.1-5.7 denklemlerinden faydalanılarak Johnson Cook malzeme modeli parametreleri hesaplanmış ve sonlu eleman modelinde “M2_PLAS_JOHNS_ZERIL” olarak tanımlanmıştır.

Demiryolu araçlarının enerji sönüm kapasitelerini arttırmak için standartlar oluşturulmuştur. ABD’de FRA’nın oluşturduğu Federal statik dayanım standardı ve demiryolu araçları gövde dayanımları için yapışan çarpışma koşullarını maddeleyen Avrupa standardı (EN 15227) çarpışma senaryoları ve enerji sönümleyici sistemleri tarif edilmektedir [5,10].

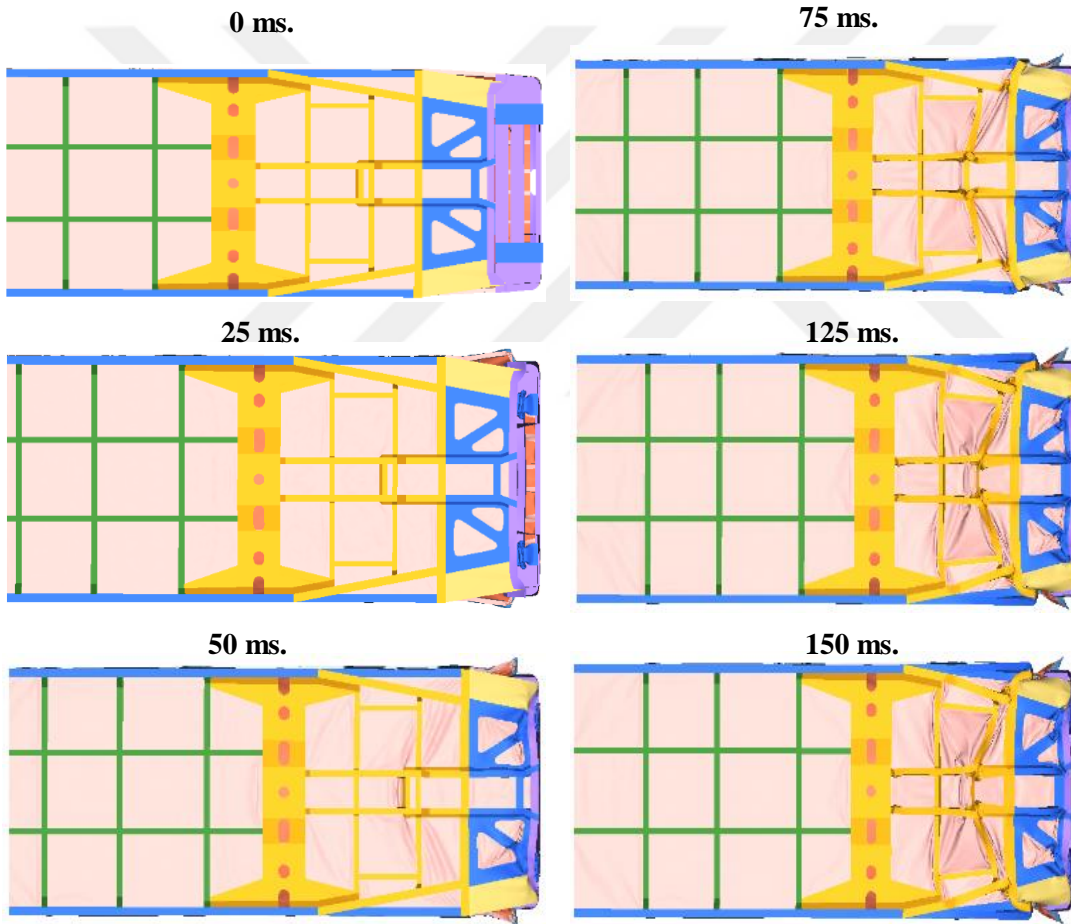
Çarpma anını en kötü koşul olarak simüle edebilmek için Şekil 6.1’de gösterilen rijit duvar tanımlanmıştır ve duvar ile vagon arasında 0.3 sürtünme katsayısı tanımlanmıştır. Darbe anında parçalar arası etkileşimi en doğru şekilde gözlemleyebilmek için 0.25 sürtünme katsayısı ile genel kontak tipi olan TYPE 7 tanımlanmıştır. Birbirine temas eden tüm yüzeylerin etkileşimi gözlemlenmiştir. Ayrıca tüm vagon modeline yer çekimi ivmesi ve yatay ekseninde 50 km/s çarpma hızı tanımlanmıştır. Çarpma hızı belirlenirken literatürdeki çalışmalar incelenmiş ve referans alınmıştır.

6.2 Geleneksel Vagonun Çarpışma Analizi

Şekil 6.3, geleneksel vagonun 50 km / s hız ile rijit duvara çarpmasından sonra 150 ms’de araç üzerinde meydana gelen deformasyon görülmektedir. Şekil 6.4’te vagonun rijit duvarla teması ile plastik deformasyonun başladığı ve ilerlediği görülmektedir. Ön duvar, tavan ve taban sacı, aracın şasisi olmak üzere tüm ana bileşenler ilk darbe anında deforme olmaya başlamaktadır. Ancak 50 ms’den itibaren yerel burkulmaların başladığı ve devam ettiği görülmektedir.



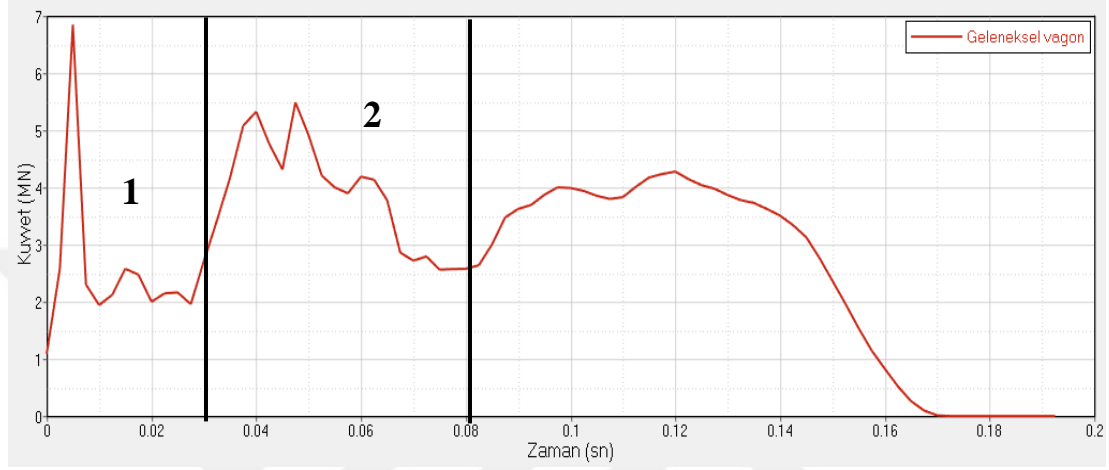
Şekil 6. 3: Geleneksel vagonun 150 ms'de gerilme dağılımı.



Şekil 6. 4 : Vagonun 50 km/s ile çarpma anındaki deformasyonu.

Şekil 6.5'te geleneksel vagonun kuvvet - ezilme (zaman) grafiği verilmektedir. Vagon rijit duvarla temas ettiği anda ilk olarak 6 mm kalınlığındaki birincil çarpışma sönümleyici ile temas eder ve plastik deformasyon başlar. Buna bağlı olarak, oldukça yüksek bir kuvvetin meydana geldiği ardından da kuvvetin hızlı bir şekilde azaldığı

görülmektedir. Bu kısmı birinci bölge, ilk darbe anında oluşan kuvvete göre daha düşük olan ancak artan kuvvetin görüldüğü kısmı ikinci bölge olarak adlandırırsak, ikinci bölgede de yüksek bir kuvvet oluştuktan sonra azaldığı görülmektedir. İkinci bölgede kuvvetin tekrar artmasının sebebi ise 8 mm kalınlığındaki kabuk elemanlarla temas etmesidir. İkinci bölgeden çıktıktan sonra ise burkulmalar meydana gelmekte ve kuvvet azalmaktadır.



Şekil 6.5 : Vagonun kuvvet - zaman grafiği.

Geleneksel vagonun FE analizi sonucunda burkulmaların meydana geldiği görülmüştür. Burkulmalar yapının sönmüleyebileceği enerji miktarını olumsuz yönde etkilemekte ve kontrollü deformasyona engel olmaktadır. Bu nedenle yapıdaki burkulmaları engellemek ve kontrollü deformasyonu sağlayabilmek için enerji sönmüleyici eleman tasarımı yapılmıştır.

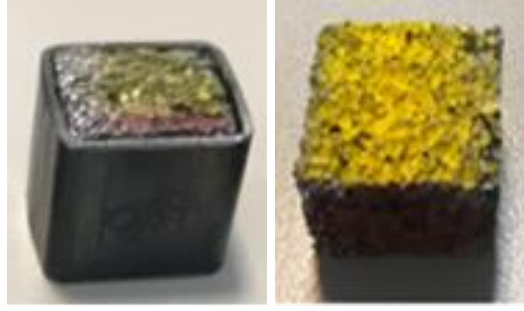
6.3 Enerji Sönmüleyici Eleman Tasarımı

Geleneksel vagon için enerji sönmüleyici tasarımında kullanılmak üzere, darbe anında en iyi enerji sönmü ve deformasyon modu gösteren dairesel kesitli tüp kullanmanın uygun olacağı görülmüştür. Darbe anında burkulmaları engellemek ve daha kararlı deformasyon sağlayabilmek adına enerji sönmüleyici eleman tasarımında Alüminyum (Al) köpük kullanılmıştır.

6.3.1 Al köpük malzeme özellikleri

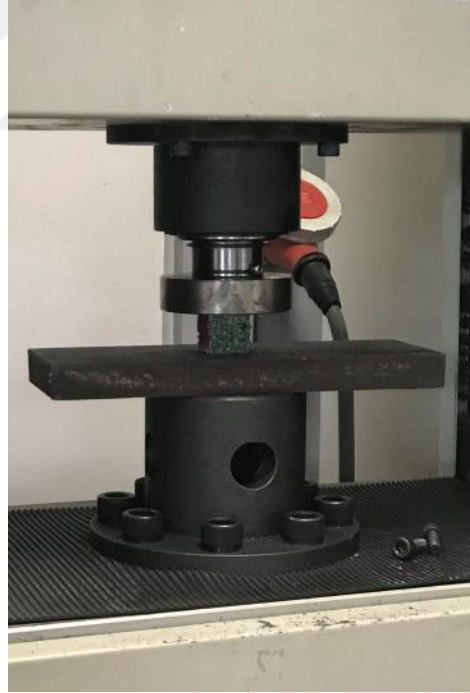
Enerji sönmüleyici olarak kullanılacak Al köpüğün yoğunluk seçimi ve kullanılacak kesit büyüklüğünün hesaplanabilmesi için 2 farklı yoğunluktaki Al köpük

numuneleri ile basma testi yapılmıştır. Literatürde çarpışma güvenliği amacı ile en yaygın kullanılan Al köpük yoğunlukları $0,3 \text{ g/cm}^3$ ve $0,50 \text{ g/cm}^3$ olduğundan, basma testinde kullanılmak üzere $0,35 \text{ g/cm}^3$ ve $0,48 \text{ g/cm}^3$ yoğunluklu Al köpük malzeme temin edilmiştir. İçi Al köpük dolu profilin darbe altındaki davranışını görmek için de ayrıca basma testi uygulanmıştır.



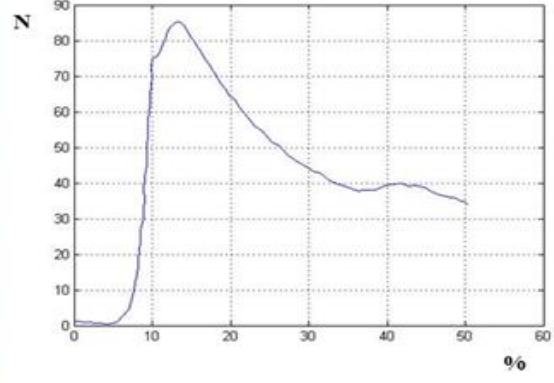
Şekil 6. 6 : Al Köpük test numuneleri.

$0,35 \text{ g/cm}^3$ ve $0,48 \text{ g/cm}^3$ yoğunluklu Al köpüklere Şekil 6.7'deki gibi SHIMADZU AG-250 kNG test cihazında basma testi uygulandı.



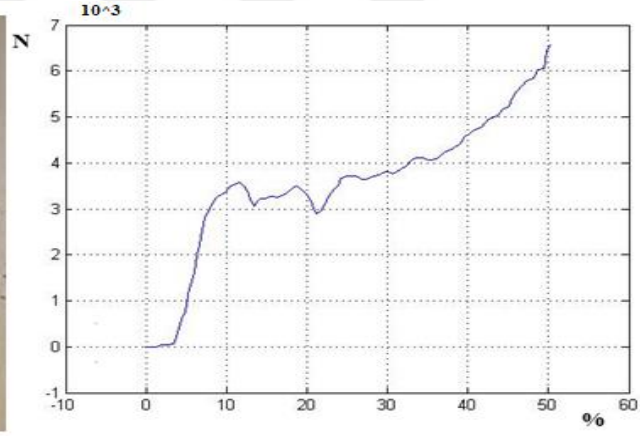
Şekil 6. 7 : Basma testi.

İlk olarak, $30 \times 30 \times 2 \text{ mm}$ ölçülerindeki St37 kare profil için basma testi yapılmış ve Şekil 6.8'deki sonuçlar alınmıştır.



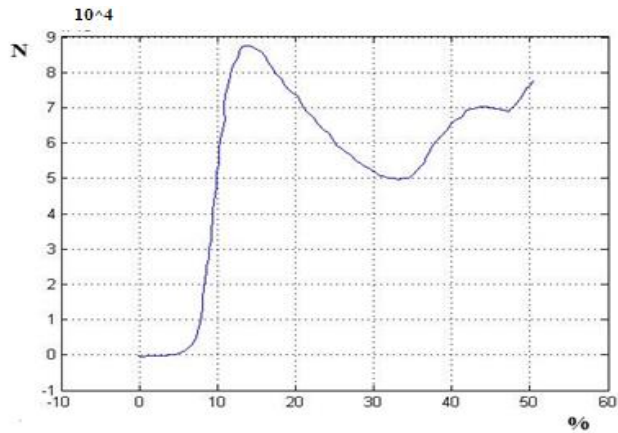
Şekil 6. 8 : İçi boş profilin deformasyonu.

0,48 g/cm³ yoğunluklu köpük basma testi ve basma testi kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 6.'da görüldüğü gibidir.



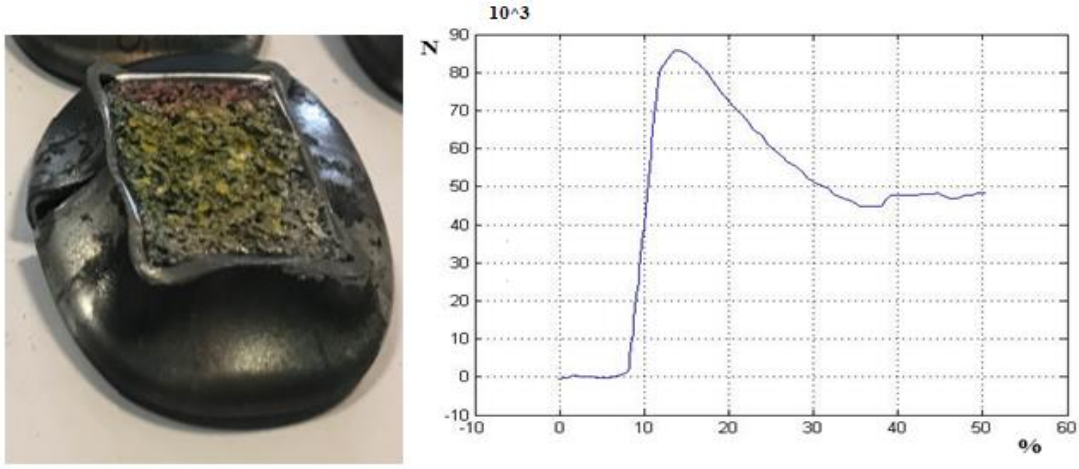
Şekil 6. 9 : 0,48 g/cm³ yoğunluklu Al köpük.

0,48 g/cm³ yoğunluklu köpük, tüpün içerisinde sıkıştırılmıştır. Sonuçlar, Şekil 6.10'daki gibidir.



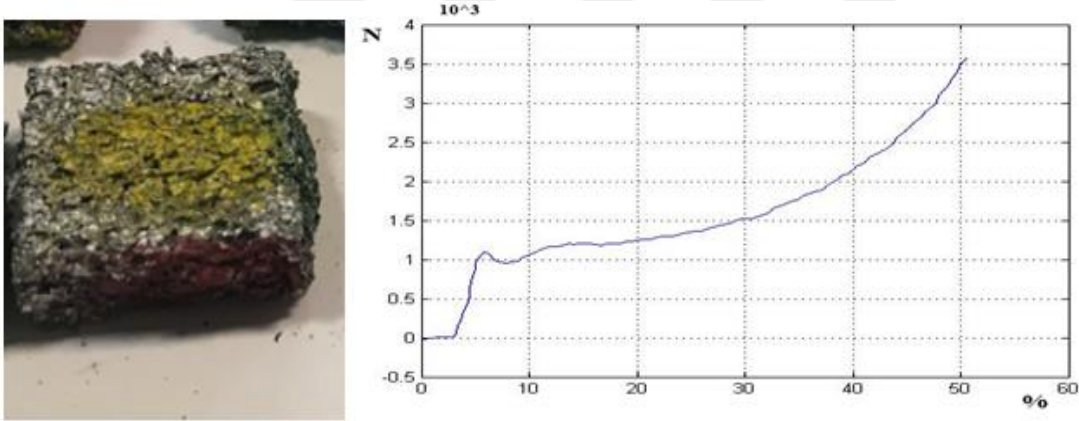
Şekil 6. 10 : 0,48 g/cm³ yoğunluklu içi köpük dolu profilin basma testi.

0,35 g/cm³ yoğunluklu köpük, sarı yüzey basma yüzeyi olarak kalacak şekilde, profil içerisinde sıkıştırılmıştır. Sonuçlar, Şekil 6.11'deki gibidir.



Şekil 6. 11 : 0,35 g/cm³ yoğunluklu içi köpük dolu profilin basma testi.

0,35 g/cm³ yoğunluklu köpük için, sarı yüzey basma yüzeyi olarak kalacak şekilde basma testi yapılmıştır. Sonuçlar, Şekil 6.12'deki gibidir.



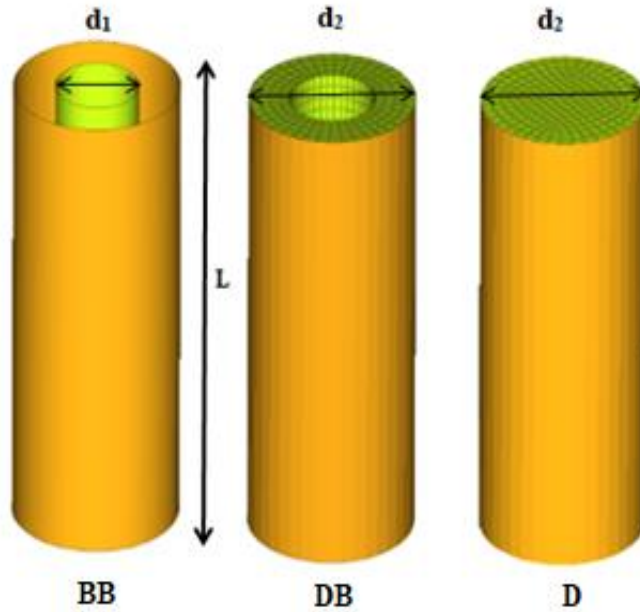
Şekil 6. 12 : 0,35 g/cm³ yoğunluklu Al köpük.

Basma testi sonuçları karşılaştırıldığında, 0,48 gr/cm³ yoğunluklu köpüklerin daha fazla enerji sönümlendiği görülmüştür. Tüpün Al köpük ile dolu olması halinde sönümlenen enerjinin, sadece köpük malzemenin sönümlendiği enerjinin yaklaşık 2,5 katı kadar fazla olduğu görülmektedir. Bu durum köpük malzemenin kutu içinde sıkışmasından kaynaklanmaktadır.

0,48 g/cm³ yoğunluğa sahip Al köpük için basma testinden elde edilen veriler, çalışmanın bundan sonraki kısmında FE analizlerinde ve enerji sönümleyicinin kesit hesabında kullanılmıştır.

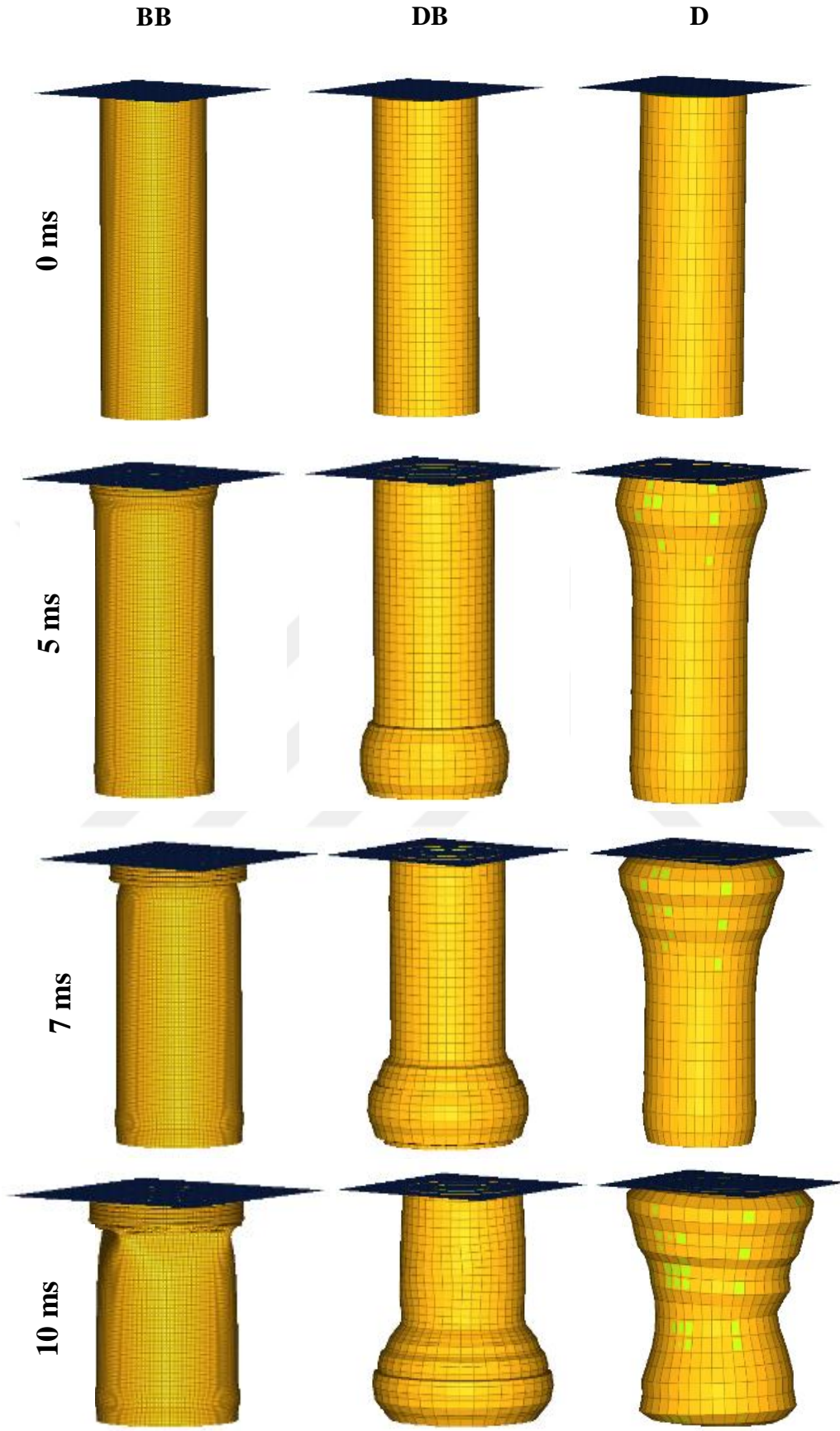
6.3.2 Enerji sönümleyici tüplerin FE analizi

Basma testi ile sadece düşey eksendeki darbe yükü altında köpüğün deformasyonu incelenebilmektedir ancak tasarlanan enerji sönümleyici çarpışma anında açılı gelen darbeleri de sönümleyebilmelidir. Bu nedenle basma testinden elde edilen çıktılar ile malzeme modeli oluşturularak içi içe geçmiş içi boş iki tüp (BB), içi dolu - içi boş tüp (DB) ve içi dolu tüpün (D) (Şekil 6.15) 0° ve 30° 'lik açı ile gelen darbeler altındaki davranışları sonlu elemanlar yöntemi yardımı ile karşılaştırılmıştır. Tüplerin geometrik ölçüleri Şekil 6.13'te gösterildiği gibi, d_1 (iç çap) 50 mm, d_2 (dış çap) 100 mm, L (tüplerin uzunluğu) 300 mm, tüp kalınlıkları 2 mm'dir. Tüpler kabuk elemanlar ile oluşturulmuştur ve köpük malzeme ise üç boyutlu elemanlar ile sonlu eleman modeline tanımlanmıştır. Köpük malzemenin basma testinden alınan değerler, malzeme modeline tanımlanmıştır. Tüplere 0° ve 30° 'lik açılarla rijit plaka yardımı ile 50 km/s hız ile darbe uygulanmıştır.

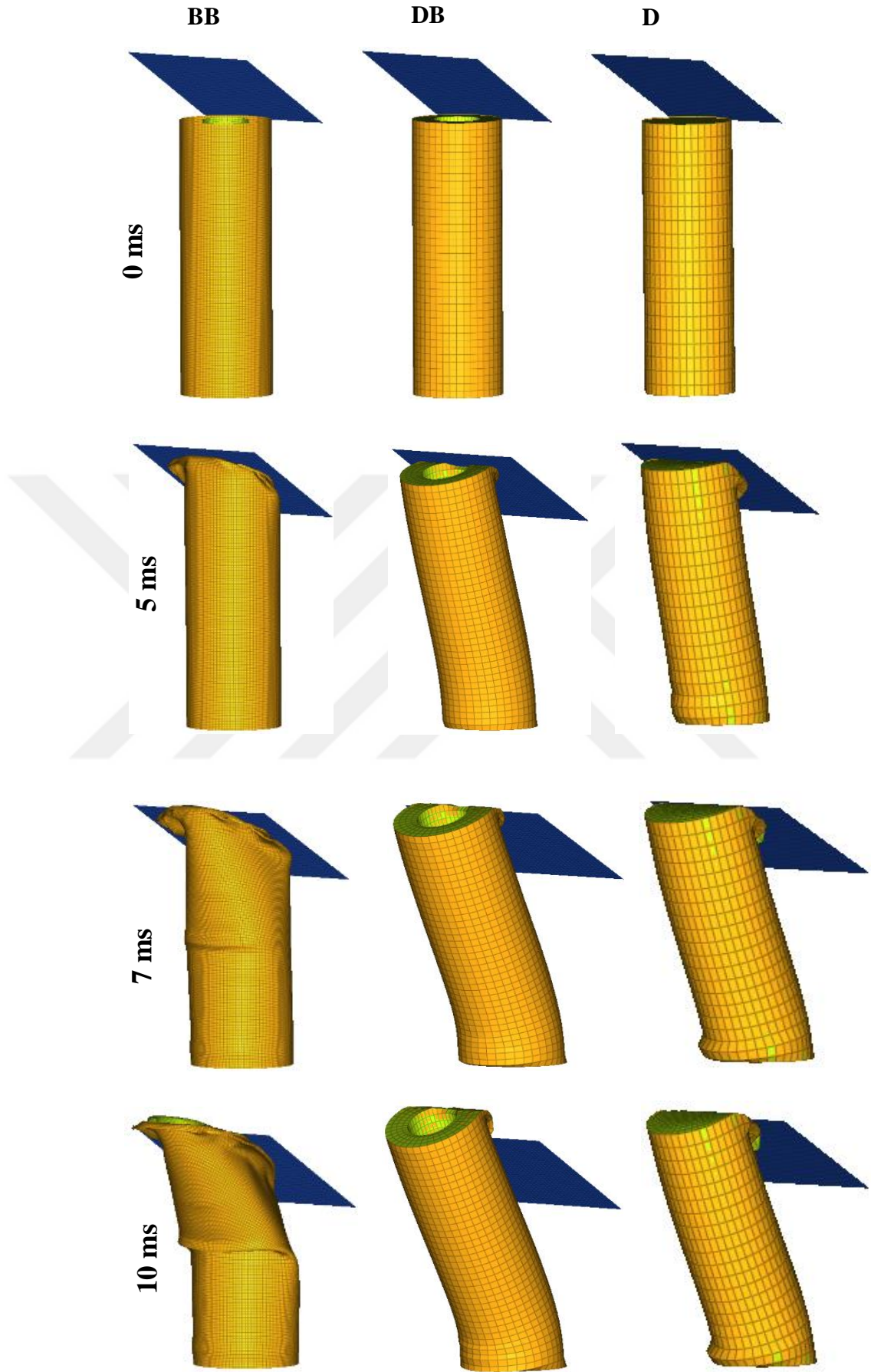


Şekil 6. 13: İçi içe geçmiş içi boş tüp, içi dolu-ıçı boş tüp, içi dolu tüp.

Şekil 6.14'te BB, DB ve D tüplerine 0° 'lik açı ile bir plaka yardımı ile darbe uygulandığında 0-10 ms aralığında meydana gelen deformasyon gösterilmektedir. Şekil 6.15'te tüplere 30° 'lik açı ile bir plaka yardımı ile darbe uygulandığında 0-10 ms aralığında meydana gelen deformasyon gösterilmektedir.

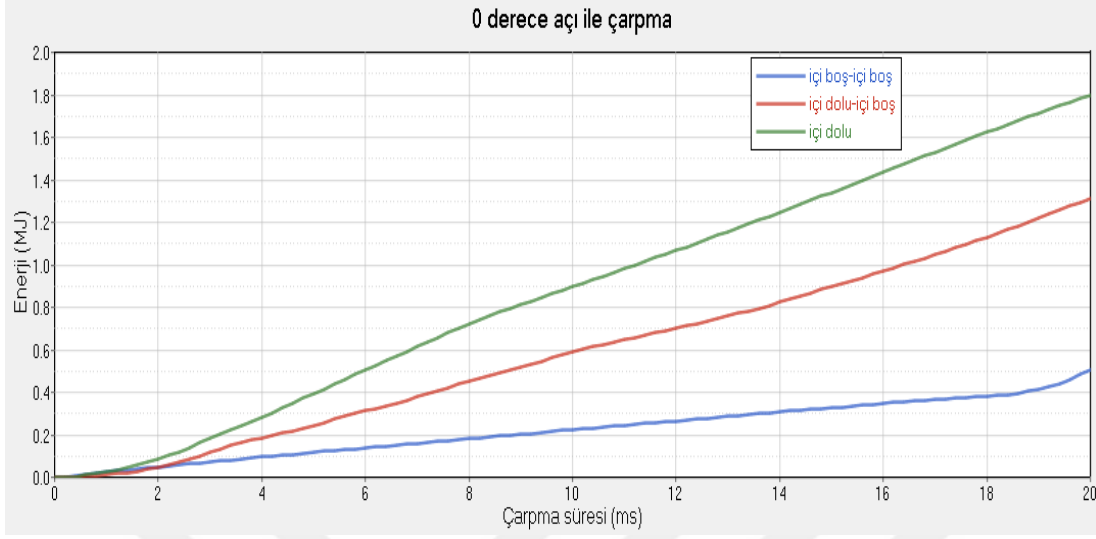


Şekil 6. 14: 0^0 açılı ile tüplerin deformasyonu.

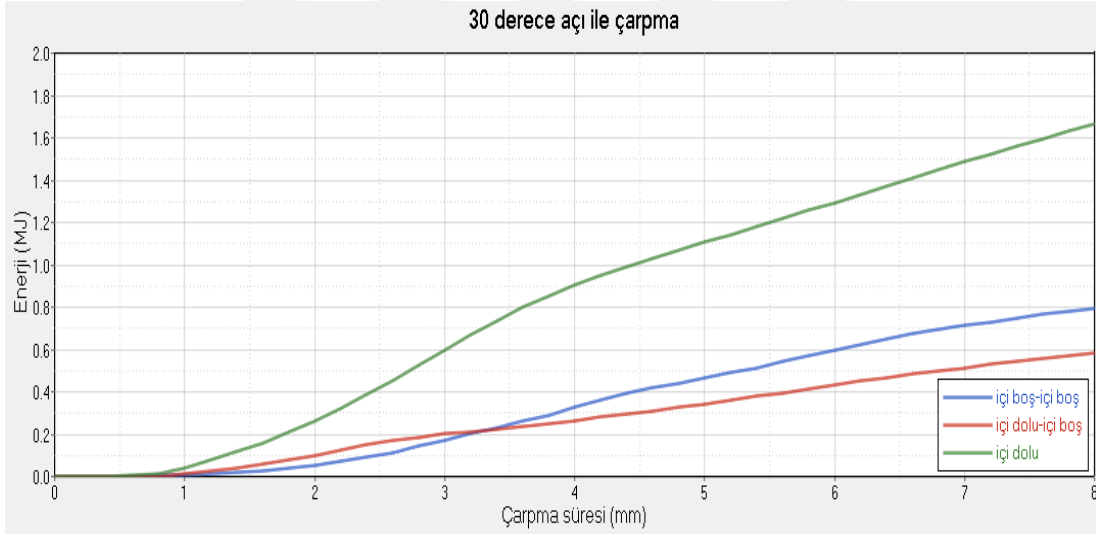


Şekil 6. 15: 30° açı ile tüplerin deformasyonu.

Şekil 6.16 ve Şekil 6.17’de sırasıyla 0^0 ve 30^0 açı ile darbe uygulandığında tüplerin enerji sönüm kapasitelerinin karşılaştırmasına ait grafikler verilmektedir.



Şekil 6. 16: 0^0 açı ile tüplerin enerji sönümleri.



Şekil 6. 17: 30^0 açı ile tüplerin enerji sönümleri.

Şekil 6.16 ve Şekil 6.17’deki deformasyonlara bakıldığında, 30^0 açı ile darbe uygulandığında BB tüpünün burkulmaya uğradığı görülmektedir. Şekil 6.18 ve Şekil 6.19’deki grafikler incelendiğinde, 0^0 ve 30^0 olmak üzere her iki koşulda da D tüpün darbe anında, aynı sürede daha fazla enerji sönümlendiği görülmektedir. Bu nedenle içi Al köpük dolu tüp ile enerji sönümleyici tasarımı yapılmasına karar verilmiştir böylelikle toplam eğilme rijitliğinin artırılması ile yüksek miktarda enerji sönümlenmesi hedeflenmiştir.

6.3.3 Enerji sönümleyici elemanın sönüm kapasitesi hesabı

Enerji sönümleyici eleman tasarımı yapılırken, çarpışma anında ortaya çıkacak maksimum çarpışma enerjisi hesabını yapabilmek için araç yükü TÜVASAŞ yolcu vagonlarının maksimum yük kapasiteleri göz önüne alınarak 37 ton olarak belirlenmiştir. 50 km/s hız ile rijit duvara çarpan bir vagon için oluşacak enerjinin hesabı basit kinetik enerji denklemi ile denklem 6.1’de olduğu gibi ifade edilmektedir.

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (6.1)$$

6.1 numaralı denklemde “m” vagonun dolu ağırlığını, “v” ise duvara çarpma hızını temsil etmektedir.

$$E_{abs} = F_{ort} l = m a_{ort} l \quad (6.2)$$

6.2 numaralı denklemde “a_{ort}” vagonun ortalama çarpışma enerjisini temsil etmektedir. Denklem ile vagonun absorbe edebileceği enerji miktarı hesaplanabilmektedir. 6.3 numaralı denklemde çarpışma enerjisinin sönümleneceği deformasyon uzunluğu verilmektedir.

$$l = \frac{v^2}{2a_{ort}} \quad (6.3)$$

Çalışmanın başında da bahsedildiği üzere, enerji sönümleyiciler çarpışma anında vagonun yaşam alanı dışındaki kısımlarında çarpışma enerjisini sönümlemek için tasarlanırlar. Bu alanda en fazla enerji sönümünü sağlayabilmek için yukarıda verilen denklem adımları izlendiğinde, enerji emiliminin meydana geldiği uzunluk yaklaşık 900 mm ve sönümlenecek enerji yaklaşık olarak 3,56 MJ olarak hesaplanmıştır. İçi Al köpük dolu tüplerin tasarımını yapabilmek ve enerjinin yeterince sönümlenebilmesini sağlamak için kullanılacağı kesit uzunluğu aşağıdaki denklemler ile hesaplanarak bulunmuştur. 6.4 numaralı denklemde “ΔL” deformasyonun meydana geldiği uzunluk, “ε” maksimum birim şekil değişimini ifade etmektedir. Hesaplamalar yapılırken, maksimum birim şekil değiştirme $\varepsilon = 0.5$ kabul edilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \longrightarrow L_0 = \frac{\Delta L}{\varepsilon} \quad (6.4)$$

6.4 no'lu eşitlikten " L_0 " değeri 1,8 m olarak bulunmuştur. Bu değer çarpışma bölgesinde, sadece Al köpüğün enerji sönümlendiği, yardımcı yapılan olmadığı durumda gerekli olan Al köpüklerin toplam uzunluğunu vermektedir. Yardımcı elemanlar ile birlikte ne kadar uzunlukta köpük kullanılması gerektiğine sonlu eleman analizi iterasyonları sonucunda karar verilecektir.

6.3.4 Enerji sönümleyici elemanın kalınlık optimizasyonu

Çarpışma anında ortaya çıkacak olan kinetik enerjinin sönümlenebilmesi için gerekli olan köpük uzunluğu bir önceki bölümde bulundu ancak sistemin yeterli seviyede enerji sönümleyebilmesi için Al köpüğün içerisine sıkıştırıldığı tüpün et kalınlığı ve malzemesi de önemli bir yere sahiptir. İnce cidarlı tüpün optimum et kalınlığının bulunabilmesi için Altair HyperWorks/HyperStudy arayüzü kullanılarak et kalınlığı ve ihtiyaç olan malzemenin tayini yapılmıştır.

HyperStudy yardımı ile Yanıt Yüzey Yöntemi çözümleri yapılarak, bağımsız değişkenlerin birbirleriyle olan etkileşimleri ve bu değişkenlerin, hedefe olan etkisi incelenmiştir.

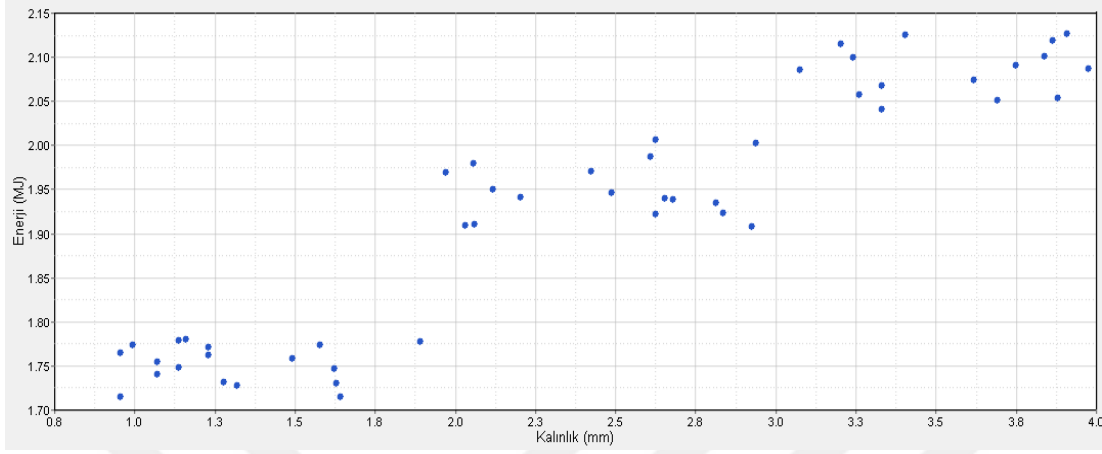
Sisteme değişken olarak, ince cidarlı tüpün et kalınlığı ve enerji sönümleyici yapılarda yaygın olarak kullanılan malzemelerin akma dayanımı aralığı girilmiştir. İçine Al köpük doldurulan tüpün et kalınlığının gereğinden fazla olması deformasyonunu zorlaştıracak, gereğinden az olması ise burkulmalara ve yeterince enerji sönümleyememesine sebep olabileceğinden optimum et kalınlığını belirleyebilmek için $2 \text{ mm} \leq t \leq 4 \text{ mm}$ optimizasyon değişkeni olarak belirlenmiştir. Diğer yandan kullanılacak malzemenin darbe anında plastik şekil değişimine karşı direnç göstermesi kontrollü enerji sönümünü ve kontrollü deformasyonu engelleyeceğinden seçilecek malzemenin akma dayanımının optimum aralıkta olması beklenir. Bu nedenle $235 \text{ MPa} \leq \text{akma dayanımı} \leq 420 \text{ MPa}$ değişkeni optimizasyon modeline tanımlanmıştır. Sönümlenecek enerjinin maksimize edilmesi ise sisteme hedef fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Tüpün deformasyonu (yer değiştirme) 6.4 numaralı eşitlikte (ϵ) maksimum 0,5 değerini alması sebebi ile deformasyon kısıt fonksiyonu olarak tanımlanmıştır.

HyperStudy optimizasyon adımları kullanılırken modele içi Al köpük dolu dairesel kesitli tüp girdi olarak tanımlanmış ve 50 adet iterasyon koşturulmuştur. Çizelge 6.1’de iterasyonlar görülmektedir.

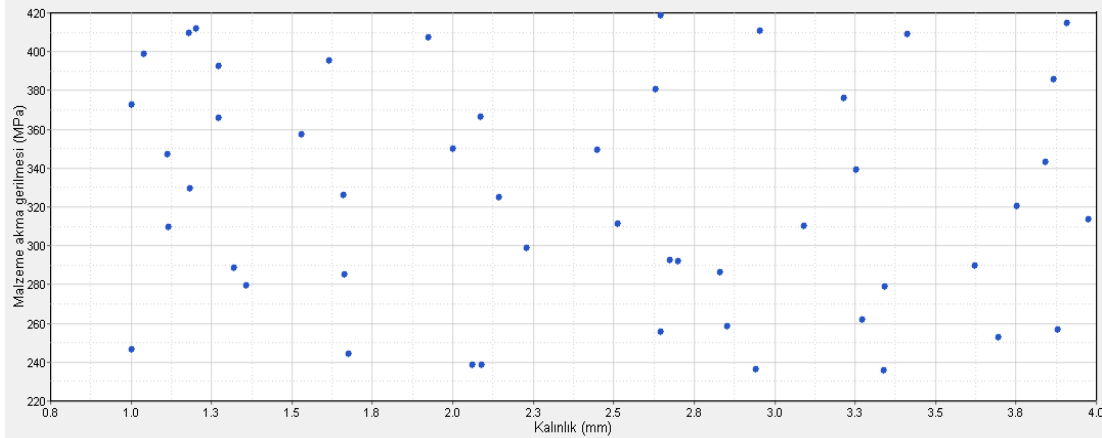
Çizelge 6.1: Optimizasyon çıktıları.

Kalınlık (mm)	Akma Dayanımı (MPa)	Enerji (MJ)	Kalınlık (mm)	Akma Dayanımı (MPa)	Enerji (MJ)
2,00	350,00	1.97	1,00	372,83	1.76
3,88	257,20	2.05	1,92	407,69	1.78
3,91	414,67	2.13	1,66	285,44	1.73
2,06	238,55	1.91	1,36	279,86	1.73
2,94	236,22	1.91	2,95	410,70	2.00
2,45	349,53	1.97	1,62	395,40	1.77
3,97	313,64	2.09	2,70	292,36	1.94
1,67	244,20	1.71	2,63	380,75	1.99
1,20	412,30	1.78	3,25	339,31	2.10
2,65	418,82	2.01	3,62	290,13	2.07
1,00	246,91	1.72	1,32	288,94	1.73
3,69	252,87	2.05	1,04	399,01	1.77
3,84	343,38	2.10	3,75	320,33	2.09
2,65	255,79	1.92	1,53	357,48	1.76
1,12	309,89	1.74	3,41	408,99	2.13
3,09	310,30	2.09	2,51	311,41	1.95
3,34	278,95	2.07	1,18	409,71	1.78
2,08	366,46	1.98	1,27	366,25	1.76
1,11	347,17	1.75	2,85	258,74	1.92
2,09	238,69	1.91	1,66	326,11	1.75
2,23	299,05	1.94	2,14	325,22	1.95
3,21	376,01	2.12	1,27	392,54	1.77
2,67	292,78	1.94	3,27	262,21	2.06
3,86	386,00	2.12	1,18	329,92	1.75
3,34	236,09	2.04	2,83	286,70	1.94

Şekil 6.18’de kalınlık değişiminin enerji sönümlenme üzerindeki etkisi ve Şekil 6.19’da et kalınlığına karşılık gelen optimum akma dayanımı grafikleri verilmektedir.



Şekil 6. 18: Kalınlık değişimi – Enerji grafiği.

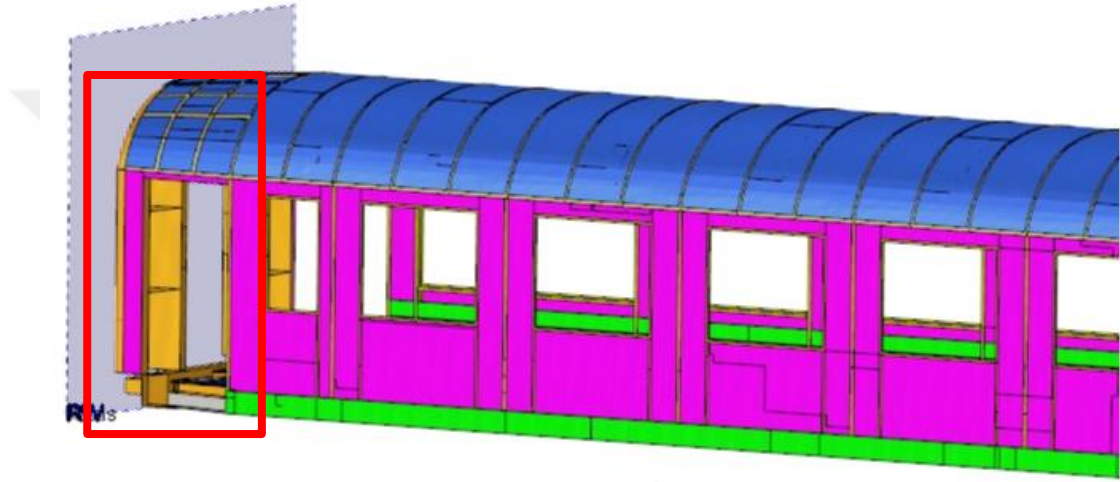


Şekil 6. 19: Kalınlık – Akma dayanımı grafiği.

Optimizasyon sonucunda Şekil 6.18’deki grafik incelendiğinde, bir adet içi köpük dolu tütün maksimum 2,13 MJ enerjiyi 3,4 mm ve 3,9 mm et kalınlıkları ile sönümleyebildiği görülmektedir. Maliyet ve hafiflik unsurları göz önünde bulundurulduğunda 3,4 mm kalınlığa sahip tütün kullanılması doğru olacaktır. Bu kalınlık değerine karşılık gelen optimum malzemeyi bulmak için Şekil 6.19’da verilen grafik incelendiğinde, 408 – 414 MPa akma dayanımına sahip malzemenin enerji sönümleyici tasarımında kullanmanın enerji sönümü açısından en iyi sonucu vereceği sonucu çıkarılmıştır.

6.4 Enerji Sönümleyiciye Sahip Vagonun Sonlu Eleman Analizi

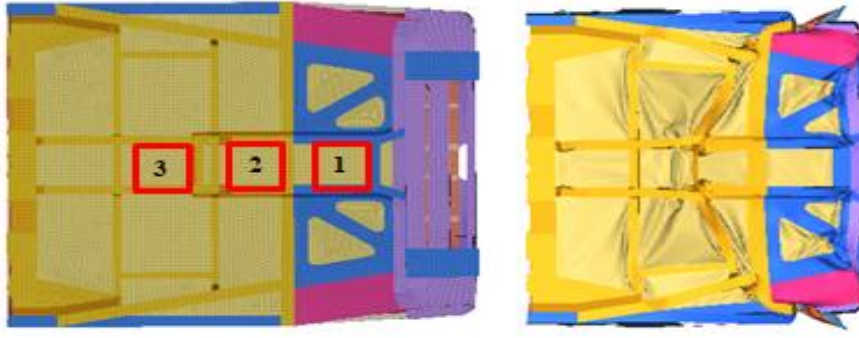
Yolcu vagonunun çarpışması anında vagonlar arası etkileşim ya da vagonun direk olarak başka bir cisimle etkileşimi anında yolcu yaşam alanında girişim meydana gelmesi istenmeyen bir durumdur. Bu nedenle Şekil 6.20’de gösterilen, vagonun sonunda ve başında bulunan ezilme bölmeleri tasarlanır. Çarpışma anında açığa çıkacak kinetik enerjinin bu bölmelerde sönümlenmesi ve yolcu bölmesine aktarılmasının engellenmesi hedeflenir. Böylelikle yolcuların ölümlü yaralanma riskleri azaltılabilir.



Şekil 6. 20: Vagonun ezilme bölgesi.

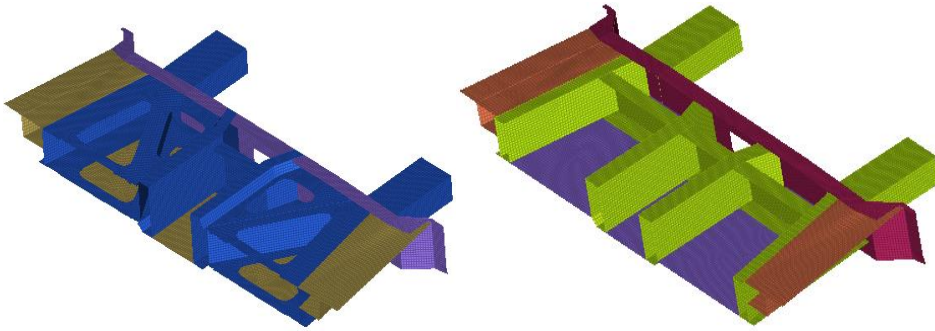
Sonlu eleman analizi yapılan geleneksel yolcu vagonunun çarpışması durumunda, açığa çıkan kinetik enerjinin, yapıda meydana gelen burkulmalar sebebi ile ezilme bölgesinde tümü ile sönümlenemediği ve yolcu yaşam alanına aktarıldığı görülmüştür. Bu nedenle ezilme bölgesi için yeni bir enerji sönümleyici tasarımı yapılarak, burkulmaları engellemek ve çarpışma enerjisinin ezilme bölgesinde tümü ile sönümlenmesi hedeflenmiştir.

Geleneksel yolcu vagonunun sonlu eleman analizinde, ezilme bölgesinin çok rijit davrandığı ve şekil değişimine uğramadığı için enerjiyi yeterince sönümleyemediği görülmüştür. İlk olarak ezilme bölgesinde tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Geleneksel vagon için yapılan sonlu eleman analizi sonucunda Şekil 6.21’de geleneksel vagonun harekete başlamadan öncesi ve 180 ms’deki deformasyonu görülmektedir.



Şekil 6. 21: Geleneksel vagon (0 ms - 180 ms).

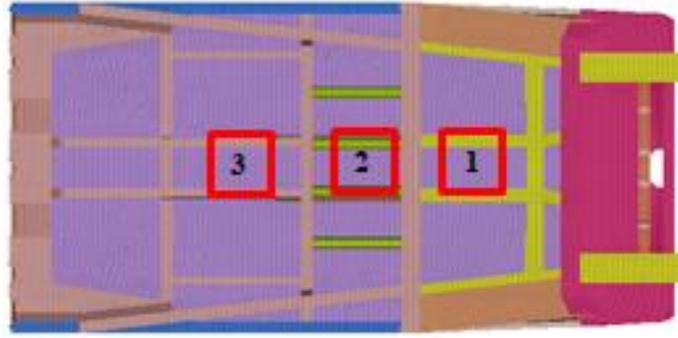
Enerjinin sönmüldüğü kısımları üç ayrı bölüm olarak incelersek, 1.bölüm ezilme bölgesini temsil etmektedir. Yolcuların yaralanma oranını azaltmak için tasarlanan bu bölgenin geleneksel vagona gerektiği kadar deforme olamadığı görülmektedir. Enerji 2. ve 3. bölgelere doğru ilerlemekte ancak bu bölgelerde de burkulmalar meydana gelmektedir. 6.3 numaralı eşitlikten faydalanarak 3,56 MJ enerjiyi sönmölemek için 900 mm uzunlukta bir ezilme bölgesine ihtiyaç olduğu hesaplanmıştı. Vagonun ezilme bölgesi ise yaklaşık 830 mm uzunluğundadır, bu da çarpışma anında enerjinin 2.bölgeye doğru ilerleyeceğini ve bu bölgede istenmeyen deformasyonların meydana gelebileceğini göstermektedir. Bu nedenle Şekil 6.22’de olduğu gibi bir tasarım değişikliği yapılmıştır. Çapraz kirişler yapıdan çıkarılmış. U profiller kapalı profil olarak değiştirilmiş ve yatay eksende bir kiriş daha eklenmiştir.



Şekil 6. 22: Geleneksel vagon – enerji sönmöleyici geliştirilmiş vagon ezilme bölgeleri.

Şekil 6.23’te 1. ve 2. bölge için yapılan tasarım değişiklikleri görülmektedir. 1.bölge deforme olurken, 2.bölgede burkulmaların meydana gelmesi engellenmek istenmiştir. Enerji 1.bölgede büyük ölçüde sönmölendikten sonra yolcu yaşam alanı olan 2. bölgeye ilerleyecektir. Bu bölge çok rijit davranmayarak enerjiyi

sönümlemelidir. Bu nedenle 2.bölgede içi Al köpük dolu dairesel kesitli tüp kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 6. 23: Enerji sönümleyici tasarımı.

2.bölgede 4 adet içi Al köpük dolu tüp kullanılmıştır. Bunlardan iki tanesi 1.bölgedeki kirişlerin dikey uzantısında, diğer ikisi ise yatay kirişe dik olacak şekilde simetrik olarak konumlandırılmıştır. 3. bölgede burkulmaya sebep olan L saclar kapalı profil olarak değiştirilmiştir.



Şekil 6. 24: Geleneksel vagon – CEM vagon enerji sönümleyici.

Sadece içi Al köpük dolu tüpler ile enerji sönümlemek için 1,8 m uzunlukta köpüğe ihtiyaç olduğu 6.4 numaralı eşitlik ile hesaplanmıştı. Yapılan optimizasyon çalışmasında, içi köpük dolu 3,4 mm kalınlığındaki tüpün 2,13 MJ enerji sönümleyebileceği görülmüştür. Yapılan iterasyonlarda 1.bölgede enerjinin yaklaşık %67'sinin sönümlendiği görülmüştür. Bu durumda 2.bölgede de 1,17 MJ enerji sönümlenmesi gerekmektedir. Optimizasyon çıktılarına göre 1 mm tüp kalınlığında, akma dayanımı 240 MPa olan içi Al köpük dolu olan dairesel kesitli tüp kullanılması yaklaşık 1,7 MJ enerji sönümlemek için yeterli olacaktır.

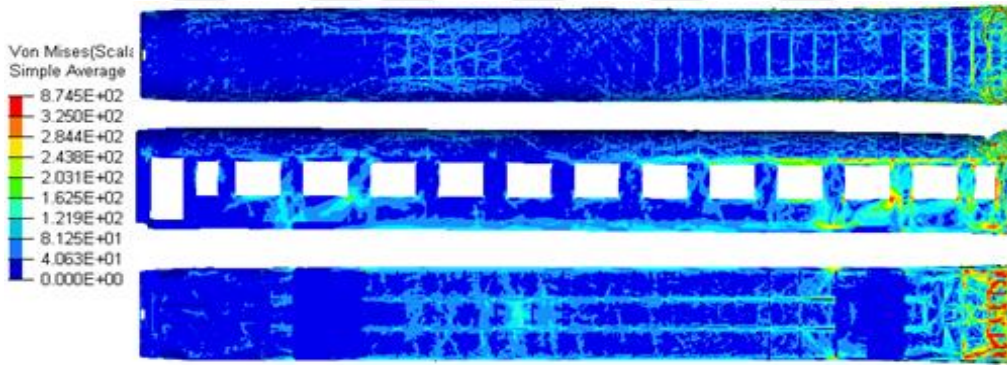
Enerji sönümleyici köpüklerin kesit alanının hesaplanabilmesi için 6.5 ve 6.6 numaralı denklemlerden faydalanılmıştır. E_f sönümlenmesi gereken toplam enerjiyi, σ_{avg} ise köpüğün ortalama enerji emme kapasitesini gösterir.

$$E_t = F_{avg} * strok \quad (6.5)$$

$$E_t = \sigma_{avg} * A * strok \quad (6.6)$$

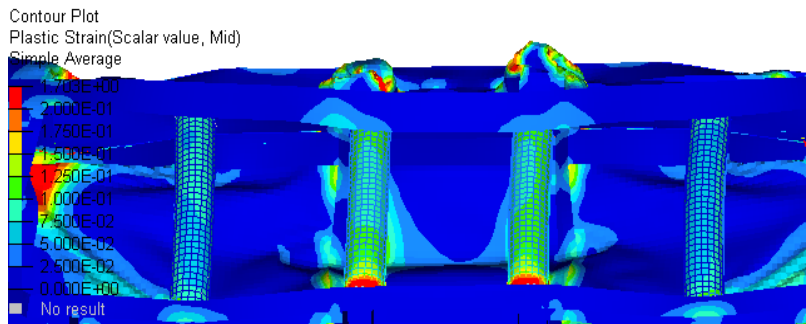
Yukarıdaki denklemler doğrultusunda, 1,17 MJ enerjiyi, 2 numaralı bölgede sönmüleyebilmek için toplamda 52000 mm² kesite sahip Al köpük kullanılması gerektiği hesaplanmıştır.

Tasarımı yapılan Cem vagonu, sonlu eleman analizi ile 50 km/s hız ile rijit duvara çarpıtılmıştır. Çarpma sonucunda 150 ms'de ortaya çıkan gerilme dağılımı Şekil 6.25'te görüldüğü gibidir. Geleneksel vagonun analizinde çarpışma sonrası 150 ms'de gerilme dağılımında 3.bölge de dahil olmak üzere vagon yolcu bölgelerinde yüksek gerilmeler oluştuğu görülmüştü. CEM vagonunda ise 3.bölgede oluşan gerilmelerin düşük olduğu, yüksek gerilmelerin 2.bölge ile sınırlandırıldığı görülmektedir.

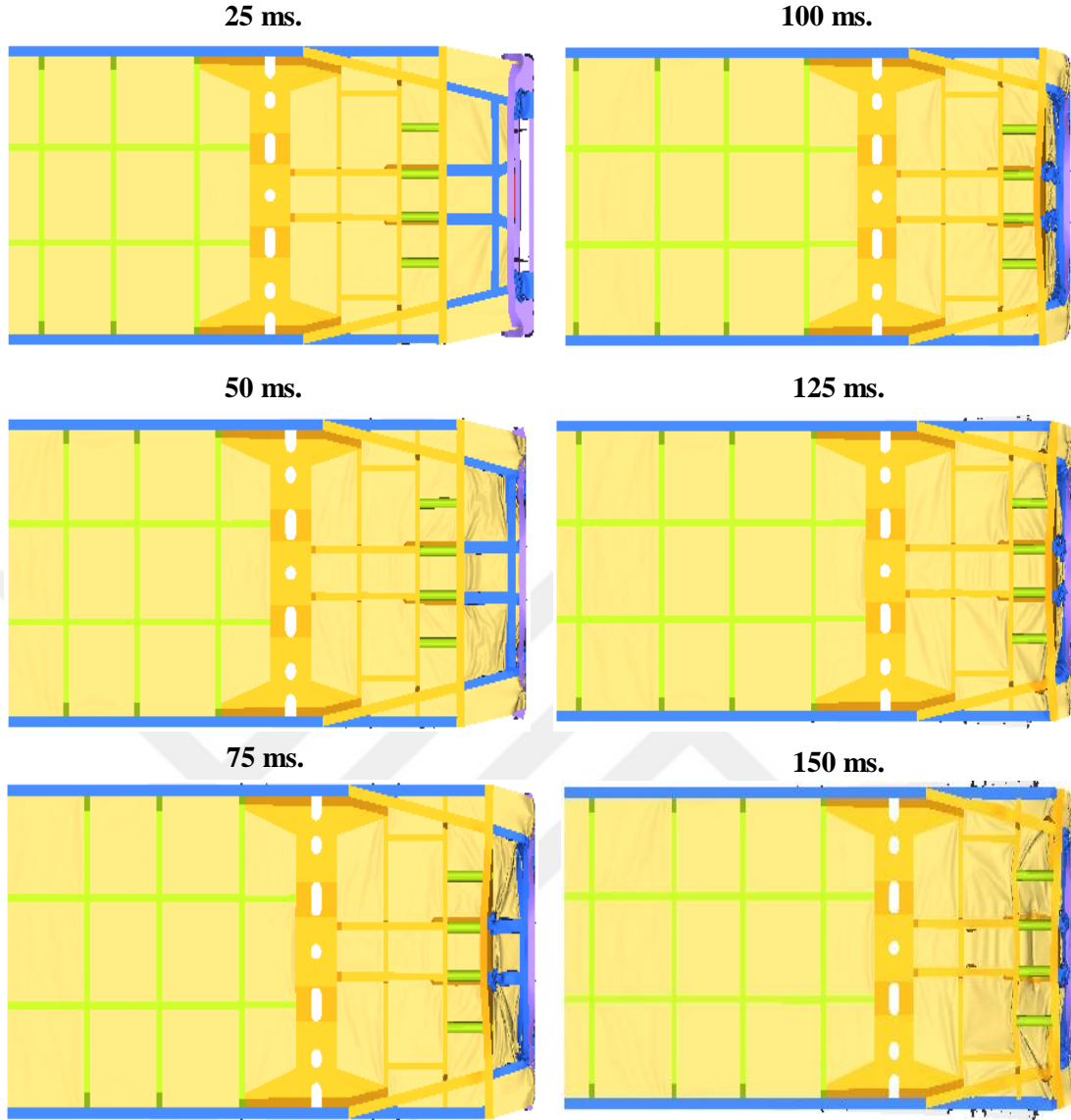


Şekil 6. 25: CEM vagonun 150 ms'de gerilme dağılımı.

Şekil 6.26'da içi köpük dolu tüplerin plastik şekil değişimi görülmektedir. 1.bölge deforme olduktan sonra Al köpükler sıkışmaya başlamaktadır. Bu sıkışma sayesinde burkulma engellenerek daha fazla enerji sönmülenmesi sağlanmıştır.

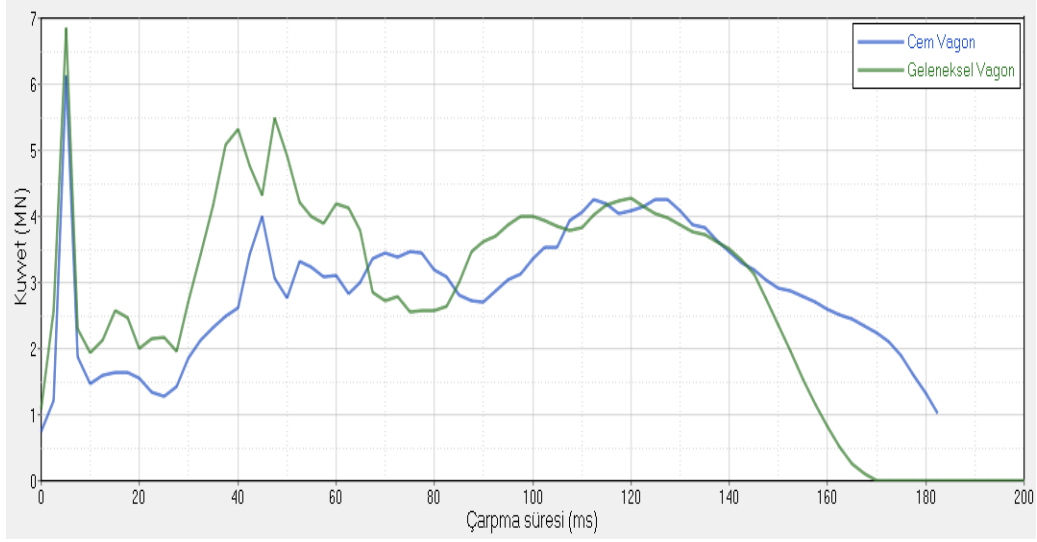


Şekil 6. 26: Al köpüklerin plastik şekil değişimi.



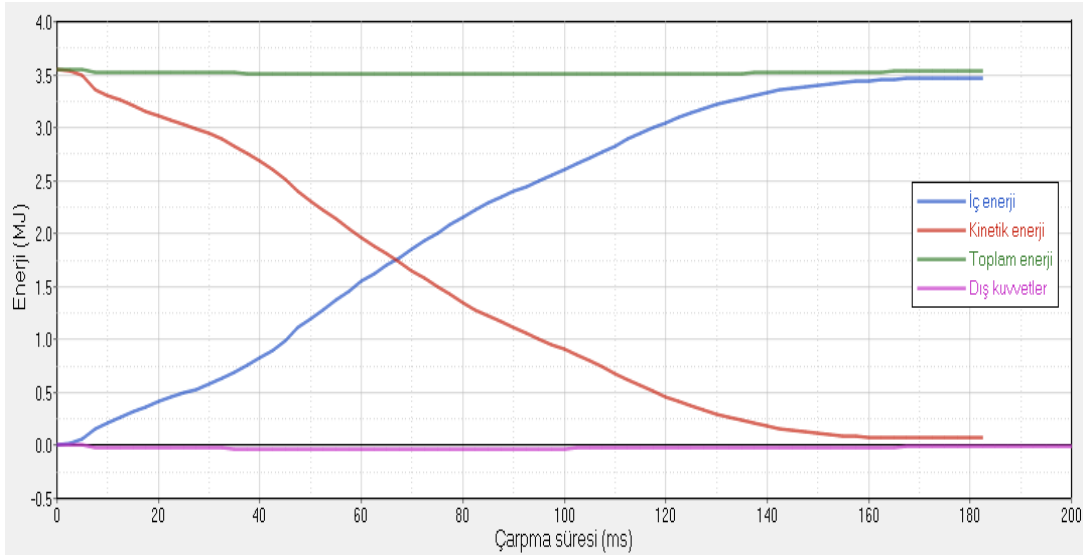
Şekil 6. 27: CEM vagonunun 50 km/s ile çarpma anındaki deformasyonu.

Şekil 6.27 CEM vagonunun 50 km/s hızla rijit duvara çarpması sırasında 150 ms'ye kadar geçen sürede meydana gelen deformasyonu göstermektedir. Şekil 6.28'de ise geleneksel vagon ve CEM vagonunun çarpışma anındaki kuvvet ve zaman grafiği verilmektedir. Grafikte hem geleneksel ve CEM vagonu için birinci tepe noktası vagonun duvarla ilk teması anında oluşan ani ezilme davranışını göstermektedir. Geleneksel vagona bu tepe noktasında vagon daha yüksek bir kuvvete karşı gelmeye çalışmıştır. Geleneksel vagona ikinci ve üçüncü tepe noktaları burkulmalarla birlikte ezilme kuvvetinin ikinci ve üçüncü bölgeye aktarıldığını göstermektedir. CEM vagonunda ise 4 MN seviyesinde ikinci tepe noktasına ulaşılmış ve sonrasında ortalama sabit bir kuvvetle ezilme meydana gelmiştir.



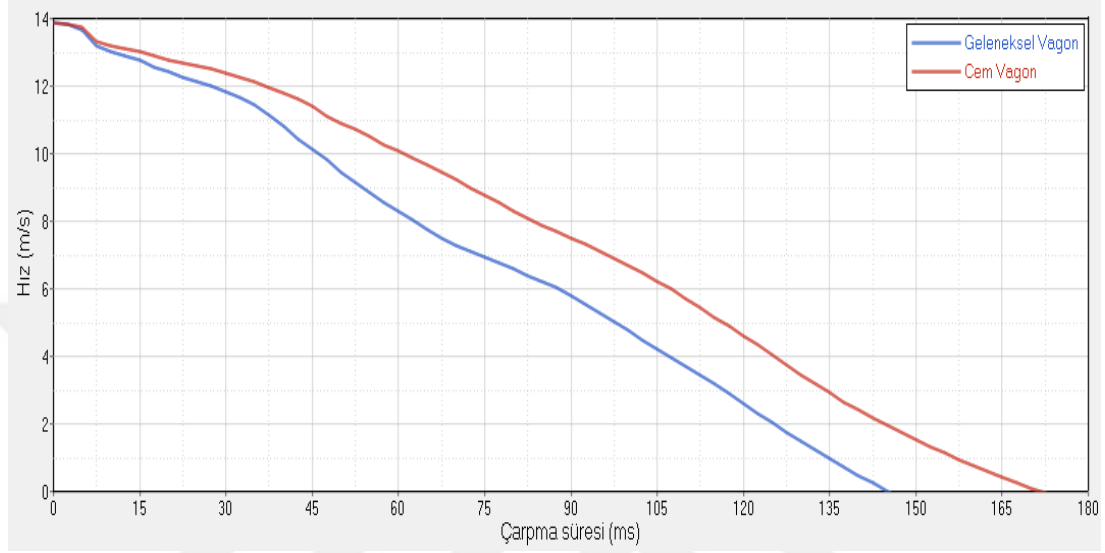
Şekil 6. 28: Geleneksel ve CEM vagonu kuvvet – zaman grafiği.

Sonlu eleman analizinin doğruluğunu anlayabilmek için enerji dengesi bize yardımcı olur. Enerji korunumu yasası, sürtünme gibi dış etkilerden yalıtılmış bir sistemde toplam enerjinin sabit kalacağını söyler. Sistem içerisinde kinetik enerji ve iç enerji seviyeleri değişir ancak sistemin toplam enerjisinde değişim meydana gelmez. Şekil 6.29'de CEM vagonunun enerjisinin zamana göre değişimi verilmiştir. Kinetik enerji iç enerjiye dönüşmüştür, dış kuvvetlerin yaptığı işin sıfıra yakın değerde olduğu görülmektedir. Toplam enerji ise sabit kalmıştır. Bu durumda analizin hata oranının kabul edilebilir seviyede olduğu söylenebilir.



Şekil 6. 29: CEM enerji – zaman grafiği.

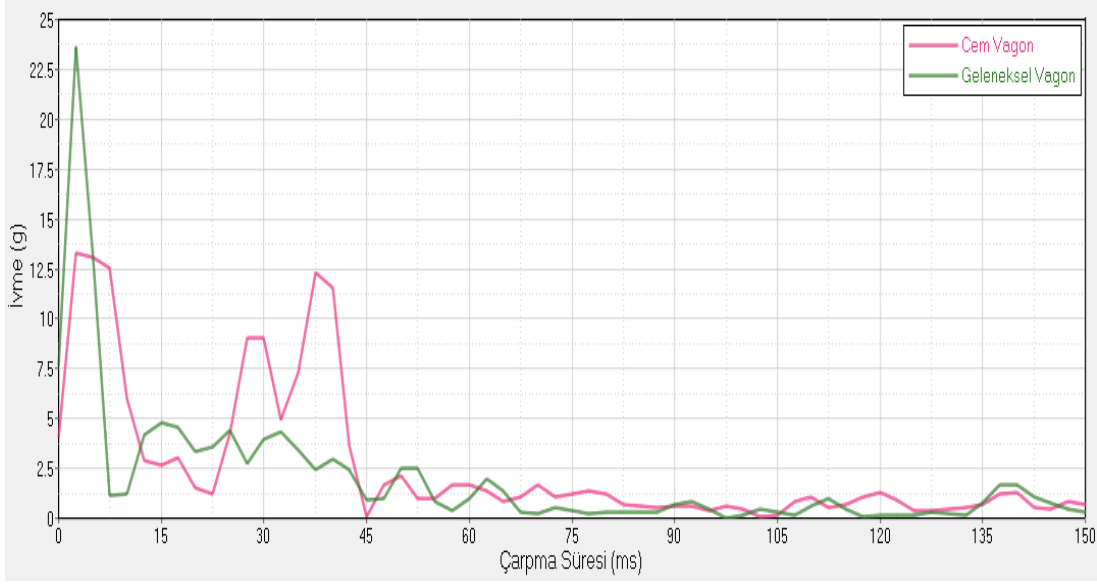
Şekil 6.30, çarpma anından sonra CEM vagonu ve geleneksel vagonun hızlarının zaman göre değişimini gösteren grafik verilmektedir. Geleneksel vagona yaklaşık 140 ms’de dururken, CEM vagonunda bu sürenin yaklaşık olarak 170 ms olduğu görülmektedir. Bu grafik, geleneksel vagonun, CEM vagonuna göre %21 oranında daha hızlı yavaşladığını göstermektedir.



Şekil 6. 30: Cem vagonu ve Geleneksen vagonun yavaşlama süreleri.

Çarpışma senaryolarında, yolcuların ölümlü yaralanmalarının değerlendirilmesindeki en önemli parametrelerden biri de ivmedir. Hareket halindeki bir nesnenin durağan bir nesneye çarpması sonucunda ani bir hız değişimi meydana gelir. Bu hız değişimi ölümcül olabilecek yaralanmalara sebep olur. Yaralanma derecesi, hızlanma kuvvetlerinin uygulama büyüklüğü, süresi ve uygulama yönü ile ilgilidir. Hızlandırıcı kuvvetin vücuda uygulandığı yön, vücudun bir darbeye toleransını ve yaralanma riskini belirlemede önemli bir faktördür. Bir yolcunun hayatta kalabilmesi için oluşan ivme en fazla 6-13 g aralığında olmalıdır ancak ivmeye maruz kalınan süre uzadığı durumda bu değerler 3-5 g aralığına kadar gerileyebilmektedir [69].

Şekil 6.31’de Cem vagonu ve geleneksel vagonun 50 km/s hız ile rijit duvara çarpması halinde oluşan ivmenin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Geleneksel vagona oluşan ivmenin 23g seviyelerinde çıktığı, buna karşılık CEM vagonunun en yüksek 12,5 g değerini aldığı görülmektedir. Bu da geleneksel vagona hızlanmanın çok kısa bir sürede gerçekleştiğini göstermektedir. CEM vagonu ivmesi yüksektir ancak güvenli aralığa yakın değerler almıştır.



Şekil 6. 31: CEM vagonu ve Geleneksel vagonun ivme – zaman grafiği.

Geleneksel vagon ve CEM vagonunun 50 km/s hızla rijit duvara çarpması durumunda meydana gelen kuvvet, ivme, yavaşlama ve enerji sönümlenme davranışları incelenmiştir. Karşılaştırmalar sonucunda, CEM sistemine sahip vagonun geleneksel vagona göre çarpışma performansının daha iyi olduğu görülmüştür.

7. SONUÇLAR

Bu tezde, bir yolcu vagonunun çarpışma anındaki enerji sönümlenme verimliliğini arttırmak üzere bir CEM tasarımı yapılmıştır. CEM sisteminin amacı, vagonların çarpışması sırasında kinetik enerjiyi kontrollü bir şekilde emmek ve ölümcül yaralanma riskini azaltmak için yolcuların ivmesini azaltmaktır. Tez kapsamında tasarlanan CEM sistemi, geleneksel vagona meydana gelen burkulmaların ve kontrolsüz deformasyonu engellemiş, yaklaşık olarak 3.5 MJ enerji sönümü sağlamıştır.

Çarpışma enerjisini sönümlenmek üzere tasarlanan CEM sistemlerinde ince cidarlı tüpler sıkça kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasında da, CEM tasarımına uygun ince cidarlı tüp kesitini bulmak için, ilk olarak, kare, dairesel, altıgen ve konik kesitli tüplerin darbe anındaki enerji sönüm kapasiteleri ve deformasyon modları incelenmiştir. Karşılaştırmalar yapılırken sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. FE modeline 300 mm uzunluğunda ve 2 mm et kalınlığına sahip, dört farklı kesitteki ince cidarlı tüp geometrileri tanımlanmıştır. Rijit bir plaka yardımı ile 30 m/s hızda tüplere darbe uygulanmıştır. FE modelinde, malzeme modeli olarak, zamana bağlı çözümlerde yüksek doğruluk ile sonuç veren Johnson Cook malzeme modeli kullanılmıştır. Malzeme modeli parametrelerini belirlemek için, otomotiv çalışmalarında sıkça kullanılan, yüksek mukavemetli S420MC malzeme numunesi ile çekme testi yapılmıştır.

Darbe anında en iyi deformasyon davranışını gösterecek tüpü seçmek için, rijit plaka üzerinde oluşan kuvvetin zamana bağlı değişimi ve tüplerin enerji sönümlenme kapasiteleri karşılaştırılmıştır. Sonuçlara göre, dairesel kesitli tüpün 290 mm uzunlukta, yaklaşık olarak 0,63 MJ, kare kesitli tüpün 0,45 MJ, altıgen kesitli tüpün 0,38 MJ ve konik kesitli tüpün 0,30 MJ seviyesinde enerji sönümleyebildiği görülmüştür. Tüplerin deformasyon modları karşılaştırıldığında, en kararlı deformasyonu dairesel kesitli tüpün gösterdiği görülmüştür, rijit plaka ile temas başladığı andan itibaren, akordeon modunun etkili olduğu bir deformasyon davranışı

göstermiştir. Kare, konik ve altıgen kesitli tüplerin deformasyonunda ise katlanmaların meydana geldiği görülmüştür. Bu nedenle, dairesel kesitli tüpün, enerji sönümleyici olarak kullanılmasına karar verilmiştir.

Enerji sönümleyici tasarlarken, referans olarak kullanılmak üzere, herhangi bir CEM sistemine sahip olmayan, geleneksel bir yolcu vagonunun sonlu eleman modeli hazırlanmıştır. FE modeli hazırlamada Altair HyperWorks / HyperMesh 2017 ve HyperCrash 2017 kullanılmıştır. 50 km/s hız ile vagonun rijit bir duvara çarpması, sonlu elemanlar yöntemi ile simüle edilmiştir. Analiz sonucunda, çarpma anında enerjinin sönümlenmesi gereken ezilme bölgesinin yetersiz kaldığı, deformasyonun yolcu yaşam alanı bölgelerine doğru ilerlediği görülmüştür. Ezilme bölgesinin fazla rijit davranarak enerji sönümleyememesi ve yapıda meydana gelen burkulmaların sebep olduğu bu durum, yolcuların ölümlü yaralanmalarına sebep olmaktadır.

Enerjinin kontrollü sönümlenmesini sağlamak için, vagonun ezilme bölgesinde yapısal değişikliklerin yapılmasına ve enerji sönümleme için Al köpüklerin darbe altındaki davranışları incelenmiştir. Çalışma kapsamında, 0,35 g/cm³ ve 0,48 g/cm³ yoğunluklu Al köpüklere basma testi uygulandı. İçi boş tüp, içi Al köpük dolu tüp ve sadece Al köpük için uygulanan basma testi sonucunda, içi 0,48 g/cm³ yoğunluklu Al köpük ile dolu tüpün, darbe altında en iyi performansı gösterdiği görülmüştür. Sadece köpük malzemenin sönümlediği enerjinin yaklaşık 2,5 katı kadar fazla enerji sönümleyebildiği görülmüştür. Çalışmanın devamında, 0,48 g/cm³ yoğunluklu tüpün, basma testinden elde edilen çıktılar, FE malzeme modelinde kullanılmıştır.

Çalışmanın devamında, içi içi geçmiş iki dairesel tüp (BB), içi boş ve içi Al köpük dolu (DB) ve içi Al köpük dolu (D) dairesel kesitli tüplere rijit plaka kullanarak, 0° ve 30° açı ile 50 km/s hızda darbe uygulanmıştır. Her iki durumda da, D tüpünün daha fazla enerji sönümleyebildiği görülmüştür.

D tüpünün, enerji sönümleyici olarak vagona uygulanması durumunda, optimum enerji sönümünü sağlayacak Al köpük ve tüp konfigürasyonunu bulabilmek için, HyperStudy optimizasyon araçları kullanılmıştır. İçine köpük doldurulan dairesel kesitli tüpün optimum et kalınlığını belirleyebilmek için, $2 \text{ mm} \leq t \leq 4 \text{ mm}$ optimizasyon değişkeni olarak belirlenmiştir. İkinci değişken olarak, malzeme akma kalınlığı girilmiştir. Böylelikle, enerji sönümleyicinin şekil değişimine karşı direnç göstermesi engellenecektir. Optimizasyon iterasyonları sonucunda, içi Al köpük dolu

3,4 mm kalınlıktaki dairesel tüpün, 408 – 414 MPa akma dayanımına sahip bir malzeme ile kullanılmasının en iyi sonucun vereceği ortaya çıkmıştır.

Vagonun 50 km/s hızla rijit duvara çarpması sonucunda oluşan, 3,56 MJ enerjiyi snmleyebilmek için gerekli olan uzunluk yaklaşık olarak 900 mm'dir. Tez çalışmasında kullanılan geleneksel vagonun ezilme bölgesi uzunluğu ise 830 mm'dir. Vagon %100 verimle enerji sönümleyebildiği halde dahi, enerji sönümü için deformasyonun ezilme bölgesinden sonrasına aktarılması gerekecektir. Bu nedenle ezilme bölgesinde yapısal değişiklikler vagona uygulanmıştır. Geleneksel vagona burkulmaya maruz kalan bölge için içi Al köpük dolu tüpler ile enerji sönümleyici tasarımı yapılmıştır.

Vagonun FEA iterasyonlarında, ezilme bölgesinin toplam çarpışma enerjisinin %67'sini sönümleyebildiği, geri kalan 1,17 MJ enerjinin ise diğer bölmelere aktarılacağı grlmştir. Optimizasyon alışması sonucu elde edilen veriler, 1,17 MJ enerjiyi sönümlemek için, akma dayanımı 240 MPa ve et kalınlığı 1 mm olan içi Al köpük dolu tüpün yeterli olacağını göstermektedir. Toplam kesit alanı 52000 mm² ve dört adet olmak üzere, 1 mm et kalınlığına sahip içi Al köpük dolu tüplerin yerleştirildiği CEM vagonu tasarımı, geleneksel vagonun enerji sönümleme kapasitesi ile karşılaştırıldığında başarılı olmuştur. CEM vagonunda burkulma meydana gelmemiş ve geleneksel vagona göre %21 oranında daha uzun süre içerisinde yavaşlamıştır. Bu değer çarpışma ivmesi yorumu için önemlidir. Ani yavaşlama ivmesi daha düşük olan CEM vagonunda yaralanma riski de daha az olacaktır.



KAYNAKLAR

- [1] **Michal, G., Nasir, M., Yun, S., Zong, N., Lee, W., Dhanasekar, M.** (2013). Crash Energy Management Systems for Australian Rolling Stock., Brisbane.
- [2] **Sığıtmaç, T., Tekin, G., Çallı, M., Demirci, E., Yıldız, A. R.** (2014). Yüksek Performanslı Yeni Bir Araç Ön Gövdasının Geliştirilmesi, *Otekon 7. Bursa Otomotiv Teknolojileri Kongresi*. Bursa.
- [3] **Starlinger, A.** (2011). On the Application of ABAQUS for the Evaluation of the Structural Integrity of Railway Vehicles, *SIMULIA Customer Conference*, Altenrhein.
- [4] **Forsberg, R.** (2010). One Hundred Years of Railway Disasters and Recent Trends. Umeå University, Umeå. doi:10.1017/S1049023X1100639X
- [5] **Kirkpatrick, S. W., Schroeder, M., and Simons, J. W.** (2001). Evaluation of Passenger Rail Vehicle Crashworthiness, *International Journal of Crashworthiness*, 6(1), 95-106.
- [6] **Carolan, M., Tyrell, D., Perlman, B. A.** (2007). Performance Efficiency of A Crash Energy Management System. Pueblo, Colorado.
- [7] **Harish, B. M., Mallesh A. P., Prakash, K., Sudharshan, M.,** (2015). Crashworthiness Analysis of Metro Cars (As Per International Railway Standard EN 15227)., *India Altair Technology Conference*.
- [8] **Tyrell, D., Tsai, N. T.** Passenger Rail Equipment Reach in U.S., US Department of Transportation.
- [9] **Tyrell, D., Tsai, T.** Improved Crashworthiness of Rail Passenger Equipment in the United States. Washington USA. Erişim adresi: https://rosap.ntl.bts.gov/view/dot/9848/dot_9848_DS1.pdf?
- [10] **European Standard** (2005). Railway Applications – Crashworthiness Requirements for Railway Vehicle Bodies, prEN15227.
- [11] **Tyrell D., Jacobsen, K., Parent, D. and Perlman, A. B.** (2005). Preparations for A Train-to-Train Impact Test of Crash-Energy Management Passenger Rail Equipment, *2005 Joint Rail Conference*, Pueblo, Colorado.

- [12] **Priante, M. and Martinez, E.** (2007). Crash Energy Management Crush Zone Designs: Features Functions and Forms. *ASME/IEEE Joint Rail Conference & Internal Combustion Engine Spring Technical Conference* Mart 13-16, 2007, Pueblo, Colorado.
- [13] **Xue, X. And Schmid, F.** (2005). Modeling Study to Validate Finite Element Simulation of Railway Vehicle Behavior in Collisions. *5th European LS-DYNA Users Conference*.
- [14] **Xue, X., Scmid, F. And Smith, R. A.** (2010). A Study of Modelling Approaches for Rail Vehicle Collusion Behavior, *International Journal of Worthiness*, 9(5), 515-525, doi:10.1533/ijcr2004.0307.
- [15] **APTA SS-C&S-034-99** (2006). *Standard for The Design and Construction of Passenger Railroad Rolling Stock*. Erişim adresi: <http://www.apta.com/resources/standards/Documents/APTA-PR-CS-S-034-99>
- [16] **Zhu, T., Yang. B., Yang, C., Xiao. S., Yang. G., Yang. B.,** (2017). The mechanism for the coupler and draft gear and its influence on safety during atrain collision, *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* , Vol.56, 9, 1375-1393, doi: 10.1080/004233114.2017.1412198
- [17] **Kirk, N. E., Kalton. A., Candy, E., Newell, G., Wilson, C.** (1999). Modifications to Existing Rolling Stock to Improve Crashworthiness. *International Journal of Crashworthiness*, 4(2), 133-146, doi: 10.1533/cras.1999.0096
- [18] **U.S Department of Transportation and Federal Railroad Administration** (2007). Repair of Budd Pioneer Coach Car Crush Zones – Rail Passenger Equipment Impact Tests. Washington, DC. Erişim adresi: <https://www.fra.dot.gov/Elib/Document/1423>
- [19] **Meran, A. P., Toprak, T. and Muğan, A.** (2013). Design of A Crush Zone System for A Railway Passenger Car to Improve Crashworthiness. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 16(2), 67-73.
- [20] **Sun, G., Xu, F., Li, G., Li, Q.** (2014). Crashing Analysis and Multiobjective Optimization for Thin-Walled Structures with Functionally Graded Thickness. *International Journal of Impact Engineering*. 64, 62-74.
- [21] **Zhang, Y., Sun, G., Xu, X., Li, G., Li, Q.** (2014). Multiobjective Crashworthiness Optimization of Hollow and Conical Tubes For Multiple Load Cases. 82, 331–342
- [22] **Qiu, N., Gao. Y., Fang. J., Feng. Z., Sun. G., Li, Q.** (2015). Crashworthiness Analysis and Design of Multi-Cell Hexagonal Columns Under Multiple Loading, 104, 89–101

- [23] **Zhang, X., Wen, Z., Zhang, H.** (2014). Axial Crushing And Optimal Design of Square Tubes With Graded Thickness, 84, 263–274.
- [24] **Djamaluddin, F., Abdullah, S., Ariffin, A. K., Nopiah Z. M.** (2014). Optimization of Foam-Filled Double Circular Tubes Under Axial and Oblique Impact Loading Conditions, 87, 1-11.
- [25] **Banhart, J. & Weaire D.** (2002). On The Road Again: Metal Foams Find Favor. 55, 37-42, doi: 10. 1063/1. 1506749.
- [26] **Ozan, S. & Katı, N.** (2011). Metal Köpükler. 6. *Uluslararası Gelişmiş Teknolojiler Sempozyumu*, 16-18 May 2011, Elazığ.
- [27] **Zarei, H. R. & Kröger, M.** (2007). Crashworthiness Optimization of Empty And Filled Aluminum Crash Boxes. *International Journal of Crashworthiness*, 12(3), 255-264, doi:10.1080/13588260701441159.
- [28] **Zhang, Z., Liu, S., Thang Z.** (2009). Crashworthiness Investigation of Kagome Honeycomb Sandwich Cylindrical Column Under Axial Crushing Loads. China, 48, 9-18.
- [29] **Xie, S. & Zhou, H.** (2014). Impact Characteristics of a Composite Energy Absorbing Bearing Structure for Railway Vehicles. China, 67, 455-463.
- [30] **Peng, Y., Deng, W., Xu, P., Yao, S.** (2015). Study On the Collusion Performance of a Composite Energy-Absorbing Structure for Subway Vehicles. China, 94, 663-672.
- [31] **Molatefi, H., Azizi, M., Mozafari, H.** (2016). Crashworthiness Analysis and Energy Absorption Enhancement of a Passenger Rail Vehicle. 3:1, 45-54, doi: 10.22068/IJRARE.3.1.45
- [32] **Jacobsen, K. M.** (2008). *Collision Dynamics Modelling of Crash Energy Management Passenger Rail Equipment* (Yüksek lisans tezi) Tufts Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Medford.
- [33] **Tyrell, D.** (2015). Locomotive Crashworthiness Research. *The Stephenson Conference*, Nisan, Londra.
- [34] **Meran, A. P.** (2014). *Design and Optimization of Crash Energy Management Systems On Railway Passenger Wagons* (Doktora tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [35] **Khalili, P., Tarlochan, F., Hamouda, A. M. S., & Khalifa, K. Al.** (2015.). Energy Absorption Capability of Thin-Walled Aluminum Tubes Under Crash Loading. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 9, 1334-1343, doi:http://dx.doi.org/10.15282/jmes.9.2015.19.0167.

- [36] **Abramowicz, W.** (2003). Thin-Walled Structures as Impact Energy Absorbers. *Polonya*, 41, 91-107
- [37] **Zhang, X., Wen, Z., Zhang, H.** (2014). Axial Crushing and Optimal Design of Square Tubes with Graded Thickness. 4, 263-274.
- [38] **Tarclochan, F., AlKhatib, S.** (2017). Energy Absorption Capabilities of Complex Thin Walled Structures. *4th International Conference on Mechanical Engineering Research*, Doha, 257. doi:10.1088/1757-899X/257/1/012027.
- [39] **Isaac, C. W., Oluwole, L.** (2015). Finite Element Comparative Analysis of the Crushing Behaviour of Square Steel Tubes., *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 6(7), 1650-1655.
- [40] **Reyes, A., Langseth, M. & Hopperstad, O. S.** (2001). An Experimental and Numerical Study On the Energy Absorbing Capability Of Aluminum Extrusions Under Oblique Loading. Trondheim.
- [41] **Baroutaji, A.** (2014). *Energy Absorption Through the Lateral Collapse of Thin-Walled Single and Nested Tubes* (Doktora tezi), Dublin City Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Dublin.
- [42] **Hesse, S. H., Lukaszewicz, D.H.J.A., Duddeck, F.** (2015). A Method to Reduce Design Complexity of Automotive Composite Structures with Respect to Crashworthiness. 129, 236-249.
- [43] **Chen, Y., Bai, Z., Zhang, L., Wang, Y., Sun, G., Cao, L.** (2017). Crashworthiness Analysis of Octagonal Multi-Cell Tube with Functionally Graded Thickness Under Multiple Loading Angles. 110, 133-139, <http://dx.doi.org/10.1016/j.tws.2016.11.001>
- [44] **Urban, M., Krahn, M., Hirt, G., Kopp, R.** (2006). Numerical Research and Optimisation of High Pressure Sheet Metal Forming of Tailor Rolled Blanks. *Journal of Materials Processing Technology*, Aachen, 177, 360-363.
- [45] **Özmen, R.** (2013). Yolcu Vagonları İçin Ana Enerji Absorbe Edici Eleman Tasarımı ve Optimizasyonu (Yüksek lisans tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [46] **Nagel, G.M., Thambratnam D.P.** (2004). A Numerical Study on the Impact Response and Energy Absorption of Tapered Thin-Walled Tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 46, 201-216, doi:10.1016/j.ijmecsci.2004.03.006.
- [47] **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, 2103-2123, doi: 10.1016/S0020-7403(01)00031-5.

- [48] **Pled, F., Yan, W. & Wen, C.** (2007). Crushing Modes of Aluminium Tubes Under Axial Compression. *5th Australasian Congress on Applied Mechanics*, 10-12 Aralık, Brisbane, Avusturalya.
- [49] **Sragi A.A., El-Butchand, A. M. A., Elsayed, T.** (2015). Buckling of Thin Walled Long Steel Pipes Subjected to External Pressure in Process Industries. *International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology*, 2(12), 434-444.
- [50] **Miller, P. D.** (2012). Buckling Failure Boundary for Cylindrical Tubes in Pure Bending. (Yüksek lisans tezi), Brigham Young University, Makina Mühendisliği, Utah.
- [51] **Ülker., M., Civalık. Ö.,** (2002). Yapay Sinir Ağları ile Eksenel Yükümlü Kolonların Burkulma Analizi, *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 26, 117-125.
- [52] **Sun, G., Xu, F., Li, G., Li, Q.** (2013). Crashing Analysis and Multiobjective Optimization for Thin-Walled Structures with Functionally Graded Thickness. *International Journal of Impact Engineering*, 64, 62-74.
- [53] **Webb, D. C., Webster, J., Kormi, K.** (2010). Finite Element Simulation of Energy Absorption Devices Under Axial Static Compressive and Impact Loading. *International Journal of Crashworthiness*, 1754-2111, doi:10.1533/cras.2001.0187
- [54] **Alves, L. M. & Martins, P. A. F.** (2009). Understanding Invert Forming of Thin-Walled Polyvinyl Chloride Tubes Using a Die Based on a Mechanical Flow Formulation. *Materials and Manufacturing Processes*, 24, 1404-2009, doi: 10.1080/10426910902997530
- [55] **Huang, X., Lu, G., Yu, T.X.** (2002). On the Axial Splitting and Curling of Circular Metal Tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 44, 2369-2391, doi:10.1016/S0020-7403(02)00191-1.
- [56] **Rouzegar, J., Fakher, M. S. S., Niknejad, A.** (2013). A Novel Method for Enhancing the Energy Absorption Characteristics of Circular Tubular Structures Under Axial Splitting. *Journal of Automobile Engineering*, 232, 1747-1761, doi:10.1177/0954407017735182.
- [57] **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, 2048-2065, doi:10.1016/j.ijimpeng.2005.07.001.
- [58] **Huang, Z., Zhang, X., Zhang, H.** (2018). Energy Absorption and Optimization Design of Multi-Cell Tubes Subjected to Lateral Indentation. *Thin-Walled Structures*, 131, 179–191, doi: 10.1016/j.tws.2018.06.020.

- [59] **Liu, R.i Wang, H., Yang, J., Liu, H., Sun, Y.** (2015). Theoretical Analysis on Quasi-Static Lateral Compression of Elliptical Tube Between Two Rigid Plates. *Applied Mathematics and Mechanics*, 36, 1005-1016, doi: 10.1007/s10483-015-1962-7.
- [60] **Mozafari, H., ... Gugliemino, E.** (2018). Numerical and Experimental Investigation of Corrugated Tubes Under Lateral Compression. *International Journal of Crashworthiness*, 23(4), 461-473, doi:10.1080/13588265.2017.134559.
- [61] **Morris, E., Olabi, A.and Hashmi, M.,** (2006), Analysis of nested tube type energy absorbers with different indenters and exterior constraints. *Thin-Walled Structures*, 44 (8), 872-885.
- [62] **Olabi, E. M., Hashmi, M.S.J.** (2007). Lateral Crushing of Circular and Non-Circular Tube Systems Under Quasi-Static Conditions. doi:10.1016/j.jmatprotec.2007.03.006
- [63] **Cymat Technologies Ltd.** Aluminum Foam Technology Applied to Automotive Design. Erişim adresi: https://www.cymat.com/files/Cymat_SAF_Automotive_Applications.pdf
- [64] **Hou, S., Yang, X., Yin, H., Li, H.** (2014). Crashworthiness Optimization of New Thin-Walled Cellular Configurations. *Engineering Computations*, doi:10.1108/EC-11-2012-0300
- [65] **Montgomery, D.C.,** (1997). Design and Analysis of Experiments 4th ed. Wiley. John Wiley & Sons, s. 1-143.
- [66] **Myers, H. R. Montgomery, D. C.** (1995). Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments, John Wiley & Sons, s. 220-230.
- [67] **Yılmaz, A. S., Sağsöz, S.** (2016). Pendulum Sonlu Eleman Analizinin Gerçek Test İle Doğrulanması. 8. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, 23-24 Mayıs, Bursa.
- [68] **Wang, S., Huang, Y., Xiao, Z., Liu, Y., Liu, H.,** (2017). A Modified Johnson-Cook Model for Hot Deformation Behavior of 35CrMo Steel. *Metals*, 7(9), 337, doi: 10.3390/met7090337.
- [69] **Dennis F. Shanahan, M.D.,** (1978). Human tolerance to impact acceleration, *Injury*, Carlsbad, 9(3), 191-8.
- [70] **Çekme Deneyi,** Harran Üniversitesi, Erişim adresi: http://web.harran.edu.tr/assets/uploads/other/files/MekanikDeneyFoyu_1.pdf

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Selen SAĞSÖZ KARAKULAK
Doğum Tarihi ve Yeri : 15/09/1990 - BURSA
E-posta : sagsoz@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans:** 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, İmalat Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM :

- Kıdemli Yapısal Analiz Mühendisi, TürkTraktör, Ar-Ge Departmanı (2018 -)
- Yapısal Analiz Mühendisi, Anadolu ISUZU, Ar-Ge Departmanı (2014-2018)