

**ŒEHİRLER ARASI OTOBÜSLERDE ÖNDEN ÇARPIŒMA
ENERJİSİNİ YUTUCU PASİF GÜVENLİK SİSTEMİNİN
GELİŒTİRİLMESİ**

MUHAMMED EMİN CERİT

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

NİSAN 2011

ANKARA

Prof. Dr. Ünver KAYNAK

Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

Prof. Dr. Ünver KAYNAK

Anabilim Dalı Başkanı

Muhammed Emin CERİT tarafından hazırlanan “Şehirler Arası Otobüslerde Önden Çarpışma Enerjisini Yutucu Pasif Güvenlik Sisteminin Geliştirilmesi” adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Mehmet Ali GÜLER

Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Doç. Dr. İbrahim USLAN

(Gazi Üni.-Makine Mühendisliği)

Üye : Doç. Dr. Mehmet Ali GÜLER

Üye : Yrd. Doç. Dr. İstemi Barış ÖZSOY

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Muhammed Emin CERİT

Üniversitesi : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Enstitüsü : Fen Bilimleri
Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Mehmet Ali GÜLER
Tez Türü ve Tarihi : Yüksek Lisans – Nisan 2011

Muhammed Emin CERİT

ŞEHİRLER ARASI OTOBÜSLERDE ÖNDEN ÇARPIŞMA ENERJİSİNİ YUTUCU PASİF GÜVENLİK SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Otobüs kazaları incelendiğinde, bu kazaların önemli bir kısmını önden çarpışmalı kazaların teşkil ettiği görülmektedir. Olası bir önden çarpışmalı otobüs kazası anında, araç ön gövdesi ciddi miktarlarda çarpışma enerjisine maruz kalmaktadır. Kaza esnasında ortaya çıkan bu çarpışma enerjisi, araç gövdesine ve daha da önemlisi otobüs şoförü ve muavine ciddi zararlar verebilmektedir. Otobüsün kontrolünün kaybedilmemesi dolayısıyla da yolcuların güvenliğinin sağlanabilmesi doğrudan otobüs şoförüne bağlı olduğu için kilit insan konumunda olan otobüs şoförünün güvenliğinin sağlanması kritik bir husustur. Bu çalışma kapsamında, ağır vasıtalarda önden çarpışmalı kaza durumu için test parametrelerini ve değerlendirme kriterlerini belirleyen uluslararası ECE R-29 yönetmeliği baz alınarak otobüs gövdesi hem sayısal hem de deneysel olarak test edilmiştir. Sayısal çalışmalar, hem otobüs gövdesinin çarpışma analizlerini hem de otobüsten bağımsız olarak farklı geometrilerdeki enerji yutucuların enerji emme karakteristiklerinin belirlenmesini kapsamaktadır. Yapılan sayısal çalışmalar ve deneyler sonucunda çalışmada kullanılan otobüs gövdesinin beklenildiği üzere ECE R-29 yönetmeliğinde belirtilen gereksinimleri karşılayamadığı görülmüştür. İlk olarak, yapıdaki zayıf olan bölgeler tespit edilerek gerekli bölgelerin iyileştirilmesi sağlanmıştır. Bu iyileştirmeler mevcut profillerin et kalınlıklarında değişiklikler yapmayı, bazı profillerin konumlarını değiştirmeyi ve bir takım yeni profiller ilave etmeyi kapsamaktadır. Yapılan bu iyileştirme çalışmalarının ardından otobüs gövdesi tasarlanan farklı enerji yutucu alternatifleri ile takviye edilmiş ve bu enerji yutucular sayesinde ECE R-29 yönetmeliğinin gereksinimi olan sürücü yaşam mahallinin korunması sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Pasif güvenlik sistemi, Önden çarpışma, Enerji yutucu, Ls-Dyna, ECE R-29.

University : TOBB University of Economics and Technology
Institute : Institute of Natural and Applied Sciences
Science Programme : Mechanical Engineering
Supervisor : Associate Professor Dr. Mehmet Ali GÜLER
Degree Awarded and Date : M.Sc. – April 2011

Muhammed Emin CERİT

**DEVELOPMENT OF A PASSIVE SAFETY SYSTEM FOR THE FRONTAL
CRASH ENERGY ABSORPTION IN ACCIDENTS INVOLVING
INTERCITY BUSES**

ABSTRACT

When bus accidents are analyzed, it can be seen that the frontal crash accidents constitute an important part of the whole accidents involving buses. In case of a possible frontal crash bus accident, the vehicle front body is exposed to serious amounts of crash energy. As a consequence of this energy, the bus structure deforms and more importantly, the bus driver and the crew may seriously get injured. Keeping the bus under control during the accident and thus ensuring the safety of passengers is directly related to the safety of the bus driver. Thus ensuring the safety of the bus driver is a critical issue. In this study, bus structure was both analyzed numerically and tested experimentally in the case of a frontal crash accident scheme according to the international ECE R-29 regulation which is compulsory for heavy vehicles. Numerical studies include both the analyses of the whole bus structure and the investigation of energy absorption characteristics of the energy absorbers having different cross-sections. As a result of the numerical studies and experiments of the bus structure, it was seen that the ECE R-29 requirements were not satisfied. Primarily, the weak regions of the bus structure were determined and improvements of the necessary regions are provided. These improvements consist of changing the wall thicknesses of the some present profiles, relocating necessary profiles and adding new support structures to strengthen the bus body. After improving the structure different energy absorbers were designed and the bus body has been reinforced with these energy absorbers. Due to these energy absorbers the survival space for the driver was ensured which is the requirement of ECE R-29 regulation.

Keywords: Passive safety systems, Frontal crash, Energy absorbers, Ls-Dyna, ECE R-29.

TEŞEKKÜR

Bu tezin ortaya ıkarılmasında yol gösteren ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Mehmet Ali Güler'e, çalışmaların belirli kısımlarında yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Erdem Acar'a, fikirlerine başvurduğum Dr. Teyfik Demir'e, çalışmalarımda teknik ve manevi desteğini esirgemeyen Bayram Gürel'e, haftalık tez toplantılarına katılarak fikir paylaşımında bulunan Yusuf Fuat Glver, Levent Szen, Deniz Bekar ve Fırat zer'e, test düzeneğinin kurulması ve testin yapılması sırasında teknik destek sağlayan Kamil Arslan ve Süleyman Başer'e teőekkürü bir borç bilirim. Ayrıca bu çalışmayı 00236.STZ.2008-1 kodlu SANTEZ Projesi kapsamında maddi olarak destekleyen Sanayi ve Ticaret Bakanlığı'na ve Temsa AR-GE ve Teknoloji A.Ő.'ye teşekkür ederim.

Muhammed Emin CERİT

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
ÇİZELGELER LİSTESİ	x
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
SEMBOL LİSTESİ	xiv
1.GİRİŞ	1
2. OTOMOTİVDE GÜVENLİK	6
2.1. Çarpışma Güvenliği	6
2.1.1. Aktif çarpışma güvenliği	6
2.1.2. Pasif çarpışma güvenliği	7
2.2. Çarpışma Enerjisi Yönetimi	8
3. ENERJİ EMİLİMİ İLE İLGİLİ TANIMLAMALAR	10
3.1. Toplam Enerji Emilimi	10
3.2. Maksimum Ezilme Kuvveti	12
3.3. Ortalama Ezilme Kuvveti	12
3.4. Ezilme Kuvveti Verimi	12
3.5. Özgül Enerji Emilimi	13
4. DEFORMASYON BİÇİMLERİ	14
4.1. Global Burkulma	14
4.2. Lokal Burkulma	15
4.3. Lokal Burkulmadan Global Burkulmaya Geçiş	16

5. LİTERATÜR TARAMASI	18
5.1. Enerji Yutucu Çalışmaları	18
5.2. Ağır Vasıta Çarpışmalarıyla İlgili Çalışmalar	26
6. ECE R-29 TEST STANDARDI	28
7. LS-DYNA İLE SAYISAL MODELLEME	31
7.1. Ls-Dyna Çalışma Prensibi	31
7.1.1. Zaman integrasyonu	31
<u>7.1.1.1. Merkezi farklar yöntemi</u>	32
7.1.2. Zaman adımı büyüklüğü	33
7.1.3. Birimler	36
7.1.4. Elemanlar	37
7.1.5. Enerji verisi	38
7.1.6. Kütle ölçeklemesi	40
7.2. Ls-Dyna Anahtar Kelimeleri	41
7.2.1. Parça tanımlaması	41
7.2.2. Kesit tanımlaması	46
7.2.3. Malzeme tanımlaması	46
7.2.4. Temas tanımlaması	49
7.2.5. Sınır şartı tanımlaması	51
7.2.6. Rijit duvar tanımlaması	52
7.2.7. Veri tabanı tanımlamaları	54
8. ENERJİ YUTUCU SAYISAL ANALİZLERİ	55
8.1. Tasarım Değişkenleri	56
8.2. Sonlu Eleman Modeli ve Doğrulama	57
8.2.1. Sonlu eleman modelinin doğrulanması	57
8.2.2. Sonlu eleman modeli	60
8.3. Enerji Yutucu Analiz Sonuçları	62
8.4. Sonuçlar ve Değerlendirme	73

9. OTOBÜS ÇARPIŞMA TESTİ VE ANALİZLERİ	75
9.1. Deneysel Çalışma	75
9.1.1. ECE R-29'a uygun sarkaç test düzeneği	75
9.1.2. Otobüsü test düzeneğine bağlama ve testin yapılışı	77
9.2. Otobüs Sayısal Modeli ve Test ile Doğrulama	80
9.2.1. Otobüs sonlu eleman modeli	80
9.2.2. Sayısal modelin test ile doğrulanması	82
9.3. Otobüs Çarpışma Analizleri	86
9.3.1. Yalın haldeki otobüs gövdesinin sayısal analizi	87
9.3.2. Enerji yutucu takviyeli gövdelerin sayısal analizleri	93
<u>9.3.2.1. Enerji yutucu analizleri</u>	94
<u>9.3.2.2. Konik enerji yutucu takviyeli gövdenin analizi</u>	98
<u>9.3.2.3. Körük enerji yutucu takviyeli gövdenin analizi</u>	101
<u>9.3.2.4. Açılı körük enerji yutucu takviyeli</u>	
<u>gövdenin analizi</u>	105
9.3.3. Yalın ve enerji yutucu takviyeli otobüs	
analizlerinin karşılaştırılması	109
10. DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR	119
KAYNAKLAR	121
ÖZGEÇMİŞ	124

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge		Sayfa
Çizelge 7.1.	Ls-Dyna’da kullanılabilir uyumlu birim sistemi örnekleri	37
Çizelge 7.2.	Ls-Dyna’da veri tabanı tanımlamaları	54
Çizelge 8.1.	[24]’te kullanılan çelik malzemeye ait gerçek gerilme-gerinim değerleri	57
Çizelge 8.2.	Doğrulama çalışmasında kullanılan geometrinin detayları [25]	59
Çizelge 8.3.	Sonlu eleman modelinin önceden yapılan çalışmalarla karşılaştırılması [24,25]	60
Çizelge 8.4.	Enerji yutucular için tasarım parametreleri	61
Çizelge 8.5.	Çelik malzeme için gerçek gerilme-gerinim değerleri	61
Çizelge 8.6.	Enerji yutucular için sonlu eleman analizi sonuçları	68
Çizelge 9.1.	Enerji yutucular için sarkaç analizinin sonuçları	96
Çizelge 9.2.	Yalın ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinin karşılaştırılması (<i>Enerji yutucular tarafından emilen enerji, maksimum ezilme kuvveti ve direksiyon simidi üzerinde seçilen noktanın yer değiştirmesi.</i>)	114

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 3.1.	Tipik kuvvet-yer değiştirme grafiği	11
Şekil 4.1.	Global burkulmaya uğramış profil örneği [14]	15
Şekil 4.2.	Lokal burkulmaya uğramış profil örneği [14]	16
Şekil 5.1.	Kıvrımlı enerji yutucu geometrisi [28]	23
Şekil 5.2.	Oluklu, dairesel enerji yutucu geometrisi [30]	24
Şekil 5.3.	Oluklu enerji yutucu geometrisi [31]	25
Şekil 5.4.	Yarı oluşturulan enerji yutucu geometrileri [32]	26
Şekil 6.1.	ECE R-29 önden çarpışma testi [33]	28
Şekil 6.2.	ECE R-29’da tarif edilen % 50 erkek manken modeli [8]	30
Şekil 6.3.	ECE R-29’a uygun sürücü manken katı modeli	30
Şekil 7.1.	Merkezi farklar yönteminin gösterimi	32
Şekil 7.2.	Belytschko-Lin-Tsay kabuk eleman üzerinde eleman koordinat sistemi gösterimi	38
Şekil 7.3.	*PART anahtar kelimesi içerisinde bulunan tanımlamalar	41
Şekil 7.4.	Sarkaç plakasının R-noktasına göre konumu	42
Şekil 7.5.	Sarkaç plakasının ölçüleri	43
Şekil 7.6.	Atalet tanımlamasının yapıldığı kart	45
Şekil 7.7.	Kesit tanımlaması kartı	46
Şekil 7.8.	*MAT_24 malzeme kartı	47
Şekil 7.9.	*MAT_123 malzeme kartı	48
Şekil 7.10.	DIN 1.4003 paslanmaz çeliği için gerçek gerilme-gerinim eğrisi	48
Şekil 7.11.	*MAT_20 malzeme kartı	49
Şekil 7.12.	AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE temas tanımlaması	50
Şekil 7.13.	AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE temas tanımlaması	50
Şekil 7.14.	Otobüsün sabitlenmesi için sınır şartı tanımlaması	51
Şekil 7.15.	Tek ekseninde dönebilen sarkaç için sınır şartı tanımlaması	52
Şekil 7.16.	Rijit duvar tanımlaması	53
Şekil 7.17.	Rijit duvar koordinat sistemi	53
Şekil 8.1.	Altıgen, dairesel ve kare kesitli enerji yutucu geometrileri	56
Şekil 8.2.	Çelik kare borunun sonlu eleman modeli [24]	58
Şekil 8.3.	[24]’teki sayısal modelin kuvvet-yer değiştirme grafiğinin doğrulanması	58
Şekil 8.4.	[25]’te modellenen enerji yutucu geometrileri	59
Şekil 8.5.	Rijit duvar ve enerji yutucu model geometrisi	60
Şekil 8.6.	Ezilme kuvveti verimi - yarı-koniklik açısı grafikleri: (a) $t = 0,5$ mm, (b) $t = 1,0$ mm, (c) $t = 1,5$ mm, (d) $t = 2,0$ mm, (e) $t = 2,5$ mm	63
Şekil 8.7.	Özgül enerji emilimi - yarı koniklik açısı grafikleri: (a) $t = 0,5$ mm, (b) $t = 1,0$ mm, (c) $t = 1,5$ mm, (d) $t = 2,0$ mm, (e) $t = 2,5$ mm	65
Şekil 8.8.	12,5° ve 2 mm’deki üç kesit geometrisi için enerji - yer değiştirme grafiği	66

Şekil 8.9.	12,5° ve 2 mm'deki üç kesit geometrisi için kuvvet-yer değiştirme grafiği	66
Şekil 8.10.	Altıgen, dairesel ve kare modeller için deformasyon şekilleri	67
Şekil 8.11.	Düzeltilme yapılan enerji yutucu geometrileri	69
Şekil 8.12.	Seçilen enerji yutucuların detaylı geometrileri	70
Şekil 8.13.	Seçilen modeller için enerji-yer değiştirme grafiği	72
Şekil 8.14.	Seçilen enerji yutucu geometriler için kuvvet-yer değiştirme grafiği	72
Şekil 8.15.	S3 isimli modelin zamanla deformasyonu	73
Şekil 9.1.	Sarkaç test düzeneğinin genel görünümü	76
Şekil 9.2.	Sarkaç test düzeneğinin katı model çizimi (önden ve yandan görünüm)	76
Şekil 9.3.	Sarkaç plakasının genel görünümü	77
Şekil 9.4.	ECE R-29'a göre yapılan zincir bağlantıları	77
Şekil 9.5.	Zincir bağlantıları; (a) A bağlantısı, (b) B bağlantısı, (c) C bağlantısı	78
Şekil 9.6.	Sarkaç testinin yapılışı	79
Şekil 9.7.	Otobüs sonlu eleman modeli	80
Şekil 9.8.	Test ve analizde gerçekleşen deformasyonların karşılaştırılması	83
Şekil 9.9.	Sürücü alt platformu ezilmelerinin karşılaştırılması; (a) analiz, (b) test	84
Şekil 9.10.	Sürücü alt platformu taşıyan profillerin karşılaştırılması; (a) analiz, (b) test	85
Şekil 9.11.	Direksiyon sisteminin deformasyonu; (a) analiz, (b) test	85
Şekil 9.12.	Yalın haldeki otobüs gövdesinin görünümü; (a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra	87
Şekil 9.13.	Yalın haldeki otobüs gövdesi için kuvvet-yer değiştirme grafiği	88
Şekil 9.14.	Çarpışma sonucunda otobüs ön gövdesinde meydana gelen hasar	89
Şekil 9.15.	Otobüs gövdesi üzerinde yapılan iyileştirmeler	90
Şekil 9.16.	Ön gövde destek braketinde yapılan iyileştirme	91
Şekil 9.17.	Sürücü altı platformunu taşıyan profillerin ezilmesi; (a) iyileştirmeden önce, (b) iyileştirmeden sonra	92
Şekil 9.18.	Yapılan iyileştirmelerin otobüs çarpışma analizine etkisi; (a) yalın haldeki otobüs gövdesi, (b) iyileştirilmiş otobüs gövdesi.	93
Şekil 9.19.	Enerji yutucuların analizi için kullanılan sayısal sarkaç modeli	94
Şekil 9.20.	Tasarlanan enerji yutucu geometrileri	95
Şekil 9.21.	Enerji yutucular için enerji-zaman eğrileri	95
Şekil 9.22.	Enerji yutucular için kuvvet-yer değiştirme eğrileri	96
Şekil 9.23.	Enerji yutucuların zamana bağlı ezilme davranışları	97
Şekil 9.24.	Konik enerji yutucu geometrisi	98
Şekil 9.25.	Konik enerji yutucuların otobüs gövdesi üzerindeki yerleşimi	99
Şekil 9.26.	Konik enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin görünümü; (a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra	99

Şekil 9.27.	Konik enerji yutucu takviyeli gövde için enerji emilimi-zaman grafiği	100
Şekil 9.28.	Konik enerji yutucu takviyeli gövde için kuvvet-yer değiştirme grafiği	101
Şekil 9.29.	Körük enerji yutucu geometrisi	102
Şekil 9.30.	Körük enerji yutucuların otobüs gövdesi üzerindeki yerleşimi	102
Şekil 9.31.	Körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin görünümü; (a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra	103
Şekil 9.32.	Körük enerji yutucunun ezilmesi	103
Şekil 9.33.	Körük enerji yutucu takviyeli gövde için enerji emilimi-zaman grafiği	104
Şekil 9.34.	Körük enerji yutucu takviyeli gövde için kuvvet-yer değiştirme grafiği	104
Şekil 9.35.	Açılı körük enerji yutucu geometrisi	105
Şekil 9.36.	Açılı körük enerji yutucuların otobüs gövdesi üzerindeki yerleşimi	105
Şekil 9.37.	Açılı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin görünümü; (a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra	106
Şekil 9.38.	Açılı körük enerji yutucunun ezilmesi	107
Şekil 9.39.	Açılı körük enerji yutucu takviyeli gövde için enerji emilimi-zaman grafiği	108
Şekil 9.40.	Açılı körük enerji yutucu takviyeli gövde için kuvvet-yer değiştirme grafiği	108
Şekil 9.41.	Yalın ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinin görünümü (<i>Yalın, konik yutucu takviyeli, körük yutucu takviyeli, açılı körük yutucu takviyeli</i>); (a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra	109
Şekil 9.42.	Yalın haldeki ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinin zamana bağlı ezilme davranışları	109
Şekil 9.43.	Direksiyon simidinin mankene göre konumu	113
Şekil 9.44.	Toplam enerji emilimi ve enerji yutucu enerjileri	115
Şekil 9.45.	Yalın ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinde tepki kuvveti-yer değiştirme grafiği karşılaştırması	116
Şekil 9.46.	Körük enerji yutucu ve diğer parçaların enerji emilimine katkısı	117
Şekil 9.47.	Çarpışma analizi için enerjinin korunumu grafiği (körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesi için)	118

SEMBOL LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
A	Kesit alanı
A_s	Kabuk eleman yüzey alanı
c	Ses hızı
C	Sönümlenme matrisi
D_1, D_2	Kabuk eleman için köşegen uzunlukların
e_{ratio}	Enerji oranı
E	Elastisite modülü
E_{damp}	Sönümlenme enerjisi
E_{emilen}	Emilen enerji
E_{hg}	Hourglass enerjisi
E_{int}	İç enerji
E_{int}^0	Başlangıç iç enerjisi
E_{kin}	Kinetik enerji
E_{kin}^0	Başlangıç kinetik enerjisi
E_{rw}	Rijit duvar enerjisi
E_{si}	Arayüz kayma enerjisi
i	Jirasyon yarıçapı
I	Alan atalet momenti
I_{yy}	y eksenine göre kütle atalet momenti
K	Sistem katılık matrisi
L_k	Burkulma uzunluğu
L_s	Sonlu eleman karakteristik uzunluğu
m	Enerji yutucu kütle
M	Kütle matrisi
P_m	Ortalama ezilme kuvveti

P_{maks}	Maksimum ezilme kuvveti
\mathbf{P}_n	Dış yükleme matrisi
t	Et kalınlığı
α	Zaman adımı çarpanı / Yarı-koniklik açısı
δ	Deformasyon mesafesi
δ_t	Toplam deformasyon miktarı
Δt	Zaman adımı büyüklüğü
Δt_e	Eleman için zaman adımı büyüklüğü
$\dot{\epsilon}_p$	Gerinim hızı
λ_k	Narinlik oranı
ν	Kinematik viskozite
ρ	Malzeme yoğunluğu
σ_0	Statik akım gerilmesi
σ'_0	Dinamik akım gerilmesi
ω_y	Açısal hız

1. GİRİŞ

Günümüzde şehirler arası yolcu taşımacılığının önemli bir kısmı kara yolu ile sağlanmaktadır. Kimi insanlar şahsi vasıtaları ile seyahat etmeyi tercih ederken, birçok insan ise daha çok otobüs ile seyahat etmeyi tercih etmektedir. Kara yolu ulaşımı en çok kullanılan ulaşım türü olmasına rağmen kara yollarında yolculuk yapmanın diğer ulaşım türlerine nazaran daha fazla kaza riski taşıdığı söylenebilir.

Taşıt ulaşımı ve dolayısıyla da trafik kavramı var olduğundan beri kara yollarında trafik kazaları meydana gelmektedir. Alınan tüm önlemlere rağmen trafik kazaları olmaya devam etmekte ve can kayıpları yaşanmaktadır. Ölümle sonuçlanan ilk trafik kazası bazı kaynaklarda 1889 yılı olarak gösterilse de dünyada ölümle sonuçlanan ilk motorlu araç trafik kazası 1869 yılında meydana gelmiş ve Mary Ward adında İrlandalı bir bilim adamının ölümüyle sonuçlanmıştır [1]. Bu tarih bir bakıma, otomotiv sektöründe güvenlik konusunun sorgulanmaya ve alınabilecek güvenlik tedbirlerinin üzerinde durulmaya başlanıldığı tarih olarak değerlendirilebilir. Ölümle sonuçlanan trafik kazalarında meydana gelen artış otomotiv sektörünün yeni arayışlar içine girmesine sebep olmuştur.

Trafik kazalarını önleyebilmek ya da meydana gelmesi kaçınılmaz olan kazaları da en hafif şekilde ve en az yaralanma ile atlatabilmek önem arz etmektedir. Bunu sağlayabilmek için, araç üreticileri müşteri taleplerini de göz önünde bulundurarak çarpışmaya dayanıklı araçlar üretme amacı içerisinde olmuşlar ve çarpışma güvenliğini sağlamaya yönelik tasarımlar yapmışlardır. Çarpışma güvenliğine verilen bu önem ve meydana gelen teknolojik gelişmeler neticesinde çarpışmaya karşı çok daha dayanıklı araçlar ortaya çıkmaya başlamıştır. Artık araç güvenliği konusu, kalite, tasarım, yol tutuşu, sürüş konforu ve yakıt tüketimi gibi sürücülerin en çok göz önünde bulundurduğu değerlendirme ölçütlerinden biri haline gelmiş ve çarpışmaya karşı güvenli olan araçlar sürücüler tarafından daha çok tercih edilir olmuştur. Şüphesiz, çarpışma güvenliğine duyulan ihtiyaç ve sürücülerin çarpışma güvenliği konusundaki bu hassasiyeti, çarpışma güvenliğinin otomotiv sektörünün olmazsa olmazları arasında yer almasını sağlamıştır.

Otomotiv sektöründe farklı türde ve farklı çalışma prensibine sahip güvenlik donanımları mevcuttur. Bu güvenlik donanımları arasında, enerji yutucu yapılar, hava yastıkları, emniyet kemerleri ve çeşitli çarpışma önleyici aygıtlar gösterilebilir [2]. Bu güvenlik donanımları birçok araçta üretici firma tarafından standart olarak sağlanmakta olup gelişen teknoloji ile birlikte her geçen gün daha gelişmiş güvenlik donanımları ortaya çıkmaktadır.

Otobüslerde meydana gelen kaza türleri incelendiğinde, bu kazaların ağırlıklı olarak önden çarpma, devrilme, takla atma, yandan ve arkadan çarpmalı kazalar olduğu görülmektedir. Bu kaza türleri arasında devrilme kazalarından sonra en çok karşılaşılan kaza türü önden çarpmalı kazalardır.

Meydana gelen otobüs kazaları ile ilgili birçok istatistiksel çalışma yürütülmüştür. Sekiz Avrupa ülkesini kapsayan bir çalışma olan ECBOS (*Enhanced Coach and Bus Occupant Safety - Geliştirilmiş Otobüs Yolcu Güvenliği*) Projesi bu çalışmalar arasında önemli bir yere sahiptir. Bu proje kapsamında Avusturya, Fransa, Almanya, Büyük Britanya, İtalya, Hollanda, İspanya ve İsveç'te meydana gelen otobüs kazaları derinlemesine incelenmiştir. Bütün kazalar arasında önden çarpışmalı kazalar bazı ülkelerde % 70'e kadar çıkmaktadır. Ayrıca otobüs ulaşımının diğer kara yolu ulaşım türlerine göre en az on kat daha güvenli olduğu ECBOS Raporunda ortaya konulmuştur [3].

Benzer bir istatistiksel kaza analizi çalışması Kanada Ulaştırma Bakanlığı (*Transport Canada*) tarafından yürütülmüştür. Bu proje kapsamında Kanada, Amerika Birleşik Devletleri ve Avrupa ülkelerinde meydana gelen otobüs kazalarına ilişkin istatistiksel kaza raporu oluşturulmuştur. Bu rapora göre yılda yaklaşık 20.000 otobüs kazası meydana gelmekte, bu miktar toplam trafik kazalarının % 4'ünü teşkil etmektedir. Meydana gelen bu otobüs kazalarında 35.000'den fazla insan yaralanmaktadır [4].

Başka bir çalışma ise, otobüs kazaları sonucunda Avrupa'da her yıl 30.000 kişinin yaralandığını ve 200 civarında insanın da hayatını kaybettiğini ortaya koymakta ve otobüs kazalarının önemini gözler önüne sermektedir [5].

Amerika Birleşik Devletleri Ulaştırma Bakanlığı bünyesinde faaliyet gösteren Ulusal Karayolu Trafik Güvenliği İdaresi (NHTSA - *National Highway Traffic Safety Administration*) tarafından 2009 yılında yapılan çalışmada, ABD' de meydana gelen otobüs kazalarının yaklaşık % 41'ini önden çarpışmalı kazaların oluşturduğu ortaya konulmuştur. Bu oran, önden çarpışmalı otobüs kazalarının, tüm otobüs kazaları arasındaki yerini göstermesi bakımından büyük önem arz etmektedir [6].

Ülkemizdeki durum ise Avrupa ve Amerika'dan çok farklı değildir. Türkiye İstatistik Kurumu'nun yaptığı araştırmaya göre, 2007 yılında kara yollarında meydana gelen trafik kazaları incelendiğinde kazaya karışan yaklaşık toplam 1,4 milyon (1.395.997) aracın 56 binini (56.040) otobüsler teşkil etmektedir. Kazaya karışan otobüs miktarı toplam araç sayısının % 4'ünü oluşturmaktadır. Taşıt cinslerine göre trafik kazasına karışan taşıtların, o türdeki kayıtlı taşıtlar içindeki oranına bakıldığında zaman en yüksek oranın % 29 ile otobüslere ait olduğu görülmektedir. 1978-2008 yılları arasında 4.849 otobüs trafik kazalarına karışmış, bu kazalar sonucunda 7.465 kişi yaralanırken 201 kişi de hayatını kaybetmiştir. Bu kazalarda hayatını kaybedenlerin yaklaşık % 9'unu otobüs sürücüleri oluşturmaktadır [7].

Önden çarpışmalı bir otobüs kazasında en büyük risk altındaki insanların otobüs sürücüsü ve muavin olduğu söylenebilir. Çarpışma anında otobüsün ağırlığına ve hızına bağlı olarak çok fazla miktarlarda çarpışma enerjisi açığa çıkmaktadır ve bu çarpışma enerjisi direk olarak sürücü ve muavini etkilemektedir. Otobüs sürücüsü, hem en fazla risk altında olan insan olması hem de otobüsün kontrolünün kendisinde olmasından dolayı kilit insan konumundadır. Önden çarpışmalı otobüs kazalarının önemli bir kısmının, sürücünün yaralanması hatta ölümüyle sonuçlandığı bilinen bir gerçektir. Dolayısıyla hem aracın güvenliğinin hem de yolcuların güvenliğinin sağlanması, sürücünün otobüsün kontrolünü kaybetmemesiyle sağlanabilir. Bu çalışmanın amacı ilk olarak sürücünün güvenliğinin sağlanmasıdır.

Çarpışma güvenliğini sağlamak amacıyla farklı türlerde güvenlik sistemleri kullanılmakta olup bu sistemler aktif ve pasif güvenlik sistemleri olarak sınıflandırılabilir. Aktif güvenlik sistemleri kazaların oluşmasını önlemek amacıyla

kullanılan sistemler iken, pasif güvenlik sistemleri kazanın etkilerini en aza indirmeyi amaçlamaktadır. Bu tez kapsamında, otobüslerde önden çarpışma güvenliğini sağlamak amacıyla pasif güvenlik sistemi geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Araçlarda pasif güvenliğin sağlanması adına bir takım uluslararası yönetmelikler mevcuttur. Birleşmiş Milletler Ekonomik Komisyonu (UN-ECE - *United Nations Economic Commission for Europe*) tarafından ağır vasıtalarda çarpışma güvenliğini içeren yönetmelikler yürürlüğe konulmuştur. Örneğin, ECE R-29, UN-ECE tarafından zorunlu kılınan bu yönetmeliklerden birisi olup kamyonlarda önden çarpışma güvenliğine dair bir takım düzenlemeleri içermektedir. Bu tez kapsamında, otobüslerdeki önden çarpışma güvenliği üzerinde durulmaktadır. Ancak otobüslerde önden çarpışmayı düzenleyen geçerli bir yönetmelik mevcut olmamakla birlikte, UNECE bünyesinde kurulmuş olan ve çeşitli dünya ülkelerinin katılımıyla gerçekleştirilen uluslararası güvenlik komisyonlarında (GRSP - *Working Party on Passive Safety*) kamyonlar için zorunlu kılınmış olan ECE R-29 yönetmeliğine benzer düzenlemelerin otobüsler için de zorunlu hale getirilmesi tartışılmakta ve bu konuda ciddi çalışmalar yürütülmektedir. Henüz açık bir biçimde ortaya konulmuş bir düzenleme olmamasından dolayı bu çalışma kapsamında otobüslerdeki önden çarpışma güvenliği için ECE R-29 yönetmeliği dikkate alınmıştır.

ECE R-29 yönetmeliği, kamyonlarda önden çarpışma, çatı dayanımı ve arka duvar dayanımı testlerini içermekte olup bu kaza türleri için test şartlarını belirtmektedir. Önden çarpışma testi, test edilecek olan aracın 1500 kg kütleli bir sarkaç plakası ile 45 kJ değerindeki darbe enerjisini sağlayacak şekilde çarpıştırılmasını içermektedir. Test, araç içerisine yerleştirilen köpük manken modeli ile yapılmakta olup, testin başarılı olması için direksiyon veya herhangi bir parçanın sürücü yaşam mahalline girişim yapmamış olması gerekmektedir [8].

Pasif güvenlik sistemlerinde ağırlıklı olarak kullanılan yapılar deforme edilebilir yapıdaki enerji yutucular olup, enerji yutucular üzerine yapılmış olan birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda incelenen enerji yutucular düz ve konik enerji yutucular olarak sınıflandırılabilir. Düz enerji yutucular, yapı duvarlarının darbe eksenine

paralel uzandığı yutucular olup, konik enerji yutucularda ise yutucu çeperleri darbe eksenini ile belirli bir açı yapmaktadır. Enerji yutucularda en önemli tasarım parametrelerinden biri kesit geometrisi olup, genellikle dairesel, kare, dikdörtgen ve altıgen kesitli yutucular yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu tez kapsamında, otobüslerde önden çarpışma güvenliğinin sağlanması amaçlanmış ve bunun sağlanması adına da enerji yutucu geometriler kullanılmıştır. İlk olarak enerji yutucularda, kesit geometrisi, et kalınlığı ve yarı-koniklik açısı gibi tasarım değişkenlerinin enerji emme karakteristiğine olan etkisi incelenmiş ve bu bilgiler ışığında enerji emiliminin en verimli halde gerçekleştiği kesit geometrisi, et kalınlığı ve yarı-koniklik açısı belirlenmeye çalışılmıştır.

Çalışmanın bir sonraki aşamasında ise, çarpışmaya karşı dayanıklılığı artırılmaya uğraşılan otobüs gövdesi üzerinde çalışılmıştır. İlk olarak mevcut otobüs gövdesinin Ls-Dyna ile çarpışma analizi gerçekleştirilmiştir. Daha sonra mevcut otobüs gövdesinin ECE R-29'a uygun önden çarpışma testi yapılmış ve gövdenin testi geçemediği görülmüş ve Ls-Dyna yazılımı ile gerçekleştirilen çarpışma analizi sonuçları test sonuçları ile doğrulanmıştır. Yapılan analizler ve test sonucunda gövdenin zayıf olan kısımları belirlenmiştir. Belirlenen bu zayıf kısımlar iyileştirilmeye çalışılmıştır. Bu iyileştirmeler, profil et kalınlıklarında bir takım değişikliklerin yapılması, profil geometrilerinin değiştirilmesi ve mevcut gövdeye ilave profil tasarımlarının eklenmesini içermektedir. Yapılan bu iyileştirme çalışmaları ile çarpışmaya karşı daha dayanıklı bir araç elde edilmiş ve bir sonraki aşamada da otobüs gövdesine yerleştirilen enerji yutucu tasarımları vasıtasıyla enerji emilimi daha da artırılmış ve sürücü için yaşam mahallinin korunması başarılmıştır.

2. OTOMOTİVDE GÜVENLİK

2.1. Çarpışma Güvenliği

Çarpışma güvenliği denildiği zaman akla ilk olarak çarpışmayı önlemeye yönelik güvenlik tedbirleri gelmektedir. Tabi ki her durumda çarpışmanın önlenmesi söz konusu olamamaktadır. Dolayısıyla kazanın meydana gelmesi ihtimali göz önünde bulundurularak çarpışma sonucunda meydana gelebilecek olan hasarın en aza indirilmesi yönünde güvenlik tedbirleri geliştirilmektedir. Çarpışma güvenliğine dair alınmakta olan tüm bu güvenlik tedbirleri aktif güvenlik ve pasif güvenlik olmak üzere iki başlık altında incelenmektedir.

2.1.1. Aktif çarpışma güvenliği

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

Aktif güvenlik sistemlerinin önemli bir kısmını teşkil eden frenleme sistemleri incelendiğinde bu sistemlerin en kötü yol ve araç şartlarında dahi etkili frenleme sağlayarak sürücüye aracın kontrolünü daha kolay sağlama imkanı sunmakta olduğu ve dolayısıyla da kaza riskini önemli ölçüde düşürdüğü görülmektedir. Frenleme konusunda önemli teknolojik gelişmelerin meydana gelmeye devam ediyor olmasının yanı sıra sürücü uyarı sistemleri de aktif araç güvenliğine önemli ölçüde katkıda bulunmaktadır. Sürücü uyarı sistemleri, sensör tabanlı sistemler olup araç ve yol şartlarıyla ilgili sürücünün ikaz edildiği sistemlerdir. Bu sistemlere örnek olarak şerit ihlali uyarı sistemi (*lane departure warning system*), kör noktada bulunan ve sürücü tarafından görülemeyecek araçların saptanarak sürücünün ikaz edildiği kör nokta algılama sistemi (*blind spot detection*), aracın hızının seyredilmekte olan

yoldaki hız limitini aşıp aşmadığını kontrol edip sürücüyü uyararak ya da otomatik olarak hızı ayarlayan akıllı hız kontrol sistemleri (*intelligent speed adaptation/intelligent speed advice (ISA)*), gece görüş kamerası, trafik işaretleri algılama sistemleri, sürücünün göz hareketlerinin kamera ile izlendiği ve sürücünün uyuması durumunda uyarıldığı (*driver drowsiness detection*) sistemler gösterilebilir.

2.1.2. Pasif çarpışma güvenliği

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

Araçlarda kazayı önlemeye yönelik mevcut tedbirlerin yeterli olmadığı durumlarda pasif güvenlik sistemleri sayesinde çarpışmanın etkileri en aza indirilmeye çalışılmaktadır. Pasif güvenlik sistemleri arasında sürücü ya da yolcunun hareketini sınırlayarak çarpışmanın etkilerini azaltan emniyet kemeri, çarpışma anında şişerek sürücü ya da yolcunun araç içerisindeki parçalara çarparak yaralanmasını engelleyen hava yastıkları, çarpışma esnasında parçalanmayarak araç içerisindeki insanların cam parçaları ile yaralanmasını engelleyen havalı ön cam bulunmaktadır. Bu pasif sistemlerinin yanı sıra ön ve arka tamponlar, yan darbe çubukları ve enerji yutucu ezilme kutuları pasif araç güvenliğinin sağlanmasında önemli yere sahip yapılardır. Çok yaygın olmamakla birlikte ezilme kutularının yerine hidrolik ve pnömatik sönümleyici sistemler de kullanılmaktadır.

Özellikle pasif araç güvenliğini sağlamak amacıyla kullanılan ezilme kutuları bu tezin temelini oluşturan önemli noktalardan biri olduğu için daha detaylı olarak incelenecektir.

Otomotivde ezilme kutuları, çarpışma anında açığa çıkan çarpışma enerjisini emerek ve kuvveti yolcu kompartımanından uzaklaştırarak, aracı oluşturan ve nispeten daha sağlam olan profillere aktaran yapısal elemanlardır. Ezilme kutularında temel prensip darbe enerjisinin şekil değiştirme enerjisine dönüşmesidir. Darbe enerjisine maruz kalan ezilme kutuları kalıcı şekil değiştirmeye uğramak suretiyle çarpışma enerjisinin belirli bir kısmını emerler. Ezilme kutularından beklenen, belirli bir miktar darbe kuvvetine dayanabilirken aynı zamanda da kalıcı olarak deforme olabilmeleridir.

Gereğinden fazla sağlam olan ezilme kutuları üzerlerine gelen darbe kuvvetini büyük ölçüde araca aktaracaklar ve gerekli deformasyon sağlanamadığı için de emilmek istenilen darbe enerjisi emilememiş olacaktır. Diğer taraftan, darbe enerjisinin araca iletiliyor olması hem araç içindeki yolculara hem de araç gövdesine hasar verebileceği için istenmeyen bir durumdur. Ezilme kutularının amacı ise araca gelen darbe enerjisinin kalıcı şekil değiştirme enerjisine dönüştürülerek böyle bir durumun oluşmasını engellemektir. Dolayısıyla ezilme kutuları aşırı derecede sağlam olmamalı ve deforme edilebilir olmalıdır. Ancak bu durum çok dayanıksız olup çabuk deforme olmaları anlamına da gelmemelidir.

2.2. Çarpışma Enerjisi Yönetimi

Çarpışma enerjisi yönetimi, pasif araç güvenliğinin sağlanmasına yardımcı olan yöntemler bütünü olarak ifade edilebilir. Meydana gelen çarpışma sonucunda aracın hangi bölgesinde ve nasıl bir hasar oluşacağı tespit edilmeli ve bu hasar kontrol altına alınmaya çalışılmalıdır. Düşük şiddetteki ufak çarpışmalar haricinde çarpışma esnasında hasar meydana gelmeme ihtimali yok denilecek kadar düşüktür. Düşük şiddetteki çarpışmalarda çarpışma enerji elastik yapıda olan tampon ve benzeri yapılar sayesinde hasarsız bir şekilde atlatılabilir. Ancak onun haricindeki durumlarda açığa çıkan çarpışma enerjisi bir şekilde başka bir enerji türüne dönüştürülecektir. Eğer bu enerjiyi karşılamak amacıyla nadiren kullanılan hidrolik, pnömatik ya da yaylı sistemler kullanılmıyor ise çarpışma enerjisinin dönüşeceği enerji türü kalıcı şekil değiştirme enerjisi olacaktır. Bu ise aracı oluşturan yapısal

elemanların kalıcı olarak Şekil değiştirmesi ile başka bir deyişle hasara uğraması ile sağlanacaktır.

Çarpışma sonucunda araçta meydana gelmesi muhtemel olan hasarın kontrol edilmesi büyük önem arz etmektedir. Burada ifade edilen hasarın kontrol edilmesi ile kastedilen, meydana gelecek olan hasarın tasarımcının uygun göreceği bölgelere aktarılmasıdır. Kullanılacak olan enerji yutucu yapılar vasıtasıyla hasarın bu yapılar üzerinde meydana gelmesi sağlanabilmektedir. Buradaki amaç ise hem çarpışma enerjisinin enerji yutucu yapılar sayesinde emilmesini sağlamak hem de aracı oluşturan yapısal elemanların hasar görmesini engellemek ya da hasarı en aza indirmektir. Böylelikle kontrollü deformasyon sağlanmış ve araç üzerinde hasar oluşması istenmeyen bölgeler korunmuş olur.

3. ENERJİ EMİLİMİ İLE İLGİLİ TANIMLAMALAR

Enerji yutucu yapıların darbe enerjisi karşısında nasıl bir performans sergilediklerinin belirlenebilmesi amacıyla göz önünde bulundurulan bir takım kavramların tanımlanması gerekmektedir. Her ne kadar enerji yutucular için kullanılan değerlendirme kıstaslarının başında emilen enerji miktarı ve ezilme kuvveti değerleri gelse de, bu kavramlar bir enerji yutucunun performansını açıklamada tamamıyla yeterli olmamaktadır. Enerji yutucu yapılardan beklenen, yüksek miktarda darbe enerjisini emebilmeleridir. Ancak enerji emilimini tek başına değerlendirmek yeterli değildir. Enerji emiliminin yanı sıra ezilme esnasında ortaya çıkan ezilme kuvvetleri de büyük önem arz etmektedir. Enerji yutucu bir yapının yüksek miktarlarda enerji emebiliyorken bunun yanında maksimum ezilme kuvvetinin de çok yüksek olmaması gerekmektedir.

Enerji yutucu yapılarda öncelikli olarak değerlendirilen parametre toplam enerji emilimi değeri olsa da, ezilme kuvvetleri göz önünde bulundurulmadan bu değer çok anlamlı değildir. Enerji yutucunun enerji emme kabiliyetinin tam olarak ortaya konulabilmesi için maksimum ezilme kuvveti, ortalama ezilme kuvveti, ezilme kuvveti verimi gibi değerlerin de dikkate alınması gerekmektedir.

Ayrıca emilen enerji miktarı ile ilgili olarak, enerji yutucunun ağırlığının ve hacminin önem arz ettiği uygulamalarda özgül enerji emilimi ve hacimsel enerji emilimi de göz önünde bulundurulmalıdır.

3.1. Toplam Enerji Emilimi

Bir enerji yutucu tarafından emilen toplam enerji, deneysel olarak ezilme kuvvetinin yaptığı iş şeklinde tanımlanabilir. Toplam enerji emilimi (kJ), Denklem (3.1) ile hesaplanabilir.

$$E_{emilen} = \int Pd\delta \quad (3.1)$$

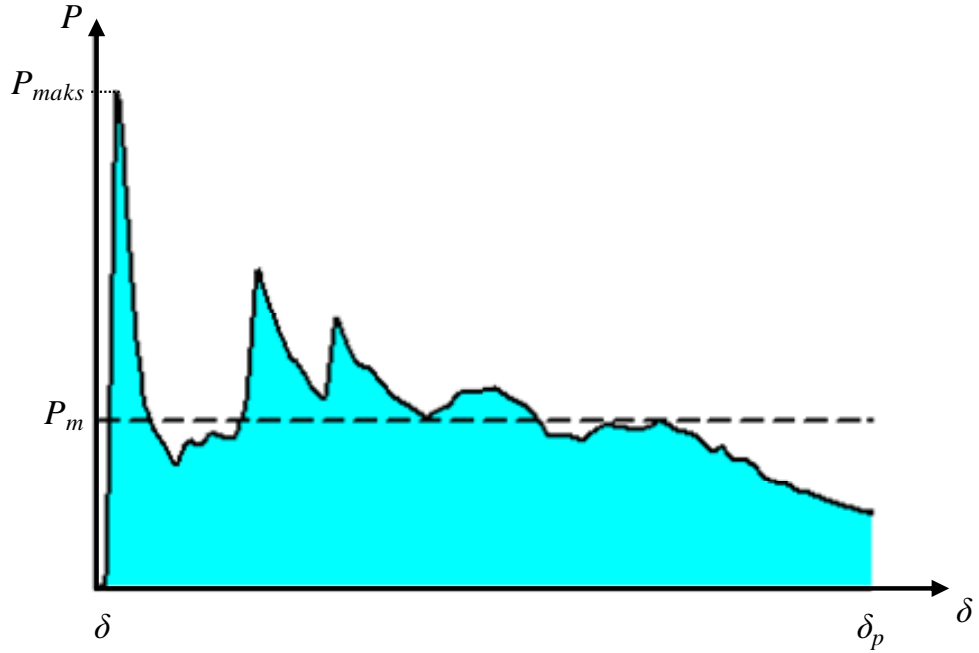
Burada, P (kN) aksenal doğrultudaki ezilme kuvveti ve δ (mm) ise aksenal doğrultuda meydana gelen ezilme miktarıdır. Bu ifade, enerji yutucu için elde edilen kuvvet-yer değiştirme grafiğinin altında kalan alan ile temsil edilmektedir [9].

Denklem (3.1)'deki enerji integrali, ortalama ezilme kuvveti ve ezilme miktarı kullanılarak Denklem (3.2)'deki gibi yazılabilir [10].

$$E_{emilen} = \int_{\delta_p}^{\delta} P_m d\delta = P_m(\delta - \delta_p) \quad (3.2)$$

Burada, P_m ortalama ezilme kuvvetini, δ ve δ_p ise yapılan işin hesaplanacağı ezilme aralığını ifade etmektedir.

Denklem (3.2)'deki integral ifadesi, emilen enerjinin kuvvet-yer değiştirme grafiğinin altında kalan alan ile bulunabileceğini göstermektedir. Tipik bir kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 3.1'de görülmektedir.



Şekil 3.1. Tipik kuvvet-yer değiştirme grafiği.

3.2. Maksimum Ezilme Kuvveti

Maksimum ezilme kuvveti (P_{maks} (kN)), ezilme esnasında enerji yutucu üzerinde aksenal doğrultuda meydana gelecek en yüksek kuvvet değeridir [9]. Bu değer çok yüksek olması, fazla miktarlarda kuvvetin araca ve yolculara aktarılmasına sebep olacağından, istenmeyen bir durumdur. Dolayısıyla maksimum ezilme kuvveti mümkün olduğunca düşük tutulmaya çalışılmalıdır. Başka bir ifadeyle, maksimum ezilme kuvveti ortalama kuvvet değerinden çok fazla olmamalıdır.

3.3. Ortalama Ezilme Kuvveti

Ortalama ezilme kuvveti (P_m), toplam enerji emilimin toplam yer değiştirmeye (δ) bölünmesi ile elde edilir (bkz. Denklem (3.3)). Başka bir ifadeyle, belirli bir yer değiştirme değeri için aynı toplam enerji değerini sağlayabilecek sabit kuvvet olarak tanımlanabilir.

$$P_m = \frac{E_{emilen}}{\delta_t} \quad (3.3)$$

Burada, δ toplam ezilme miktarını ifade etmektedir.

3.4. Ezilme Kuvveti Verimi

Ezilme kuvveti verimi, ortalama ezilme kuvvetinin maksimum ezilme kuvvetine oranı olarak tanımlanabilir (bkz. Denklem (3.4)) [9].

$$\text{Ezilme Kuvveti Verimi} = \frac{P_m}{P_{maks}} \quad (3.4)$$

Ezilme kuvveti veriminin yüksek olması, yüksek enerji emilimi ve düşük maksimum kuvvete bağılı olarak enerji emiliminin verimli bir şekilde gerçekleştiği anlamına gelmektedir.

Denklem (3.4) incelendiğinde, ezilme kuvveti veriminin hem ortalama ezilme kuvvetini hem de maksimum ezilme kuvvetini içeren bir ifade olduğu görülmektedir. Ortalama ezilme kuvvetinin doğrudan emilen enerji miktarı ile ilgili olduğu göz önünde bulundurulursa, ezilme kuvveti veriminin hem emilen enerji miktarının hem de ezilme kuvvetinin birlikte değerlendirilmesine imkan tanıyan bir verim ifadesi olduğu sonucuna varılabilir (bkz. Denklem (3.3) ve (3.4)).

3.5. Özgül Enerji Emilimi

Özgül enerji emilimi, enerji yutucunun birim kütlesinin emdiği enerji miktarı olarak tanımlanır ve toplam enerji emiliminin enerji yutucu kütlesine bölünmesiyle elde edilir (bkz. Denklem (3.5)) [9,11].

$$\text{Özgül Enerji Emilimi} = \frac{E_{emilen}}{m} \quad (3.5)$$

Burada, m enerji yutucunun kütlesidir.

Her ne kadar bir enerji yutucu için önemli olan enerji emilimi değeri toplam enerji emilimi olsa da toplam araç ağırlığının önemli ve kritik olduğu uygulamalarda özgül enerji emilimi değeri de göz önünde bulundurulmalıdır. Bu tür uygulamalarda özgül enerji dikkate alınarak düşük ağırlıkta ama yüksek enerji emme kapasitesine sahip enerji yutucu yapılar kullanılmaya çalışılmaktadır. Örneğin, otomobilde kullanılan enerji yutucular ağırlığın önemli oranda artmasına sebep olabiliyorken, daha yüksek tonaja sahip kamyon, otobüs gibi araçlarda enerji yutucunun ağırlığı çok fazla önem arz etmeyebilir.

4. DEFORMASYON BİÇİMLERİ

Enerji yutucularda enerjinin emilmesi, yapının plastik deformasyona uğratılması sonucunda elde edilmektedir. Darbe enerjisine maruz kalan enerji yutucu hasara uğrayarak işlevini yerine getirmektedir. Dolayısıyla enerji yutucunun darbe etkisi altında sergilediği deforme olma biçimi emilen enerji miktarını belirlemesi açısından önem arz etmektedir. Bu bakımdan deformasyon mekanizmalarından bahsetmek yerinde olacaktır.

Eksenel yüklemeye maruz kalan enerji yutucu yapılarda meydana gelen deformasyon biçimleri temel olarak global burkulma, lokal burkulma ve katastrofik hasar olmak üzere üç başlık altında incelenebilir [11]. Eksenel yükleme durumu için kolonun burulmaya uğramayacağı düşünülmektedir.

Enerji yutucularda genellikle karşılaşılan burkulma türleri lokal burkulma ve global burkulma olduğundan dolayı bu iki burkulma kavramının açıklanması yeterli olacaktır. Enerji yutucular düşünüldüğünde, ince çeperli kolon türü yapılarda karşılaşılan iki temel deformasyon mekanizması eksenel ezilme ve eğilme olarak ifade edilebilir [12]. Bu deformasyon mekanizmaları, yukarıda bahsi geçen burkulma türleriyle ilişkilendirilebilirler. Lokal burkulma türünde sadece eksenel ezilme meydana gelirken global burkulma durumunda yapı eğilmeye uğramaktadır.

Yapısal bir bileşenin ezilmesi ya da burkulması sırasında katlanmalar bölgesel karakter sergiliyorsa ve bu ezilme belirli bir alan ile sınırlandırılmışsa lokal burkulma, yapı bir bütün olarak deformasyona uğruyorsa bu burkulma türünün global burkulma olduğu söylenebilir.

4.1. Global Burkulma

Global burkulma durumunda, üzerine gelen eksenel kuvvet etkisiyle yapı deformasyona uğrar. Ancak bu deformasyon sadece eksenel ezilme olarak gerçekleşmez. Bir miktar eksenel ezilmenin yanı sıra büyük eğilme momentinin

etkisiyle yapının eğilmesi söz konusudur. Global burkulmada yapının deformasyonu mafsallı mekanizma hareketine benzer biçimde gerçekleşmektedir [12]. Global burkulmaya uğramış profil görüntüsü Şekil 4.1’de görülmektedir.

Global burkulma, Euler burkulması olarak da ifade edilmekte olup emilen enerji miktarını azalttığı için enerji yutucularda istenmeyen bir deformasyon biçimidir. Bu deformasyon biçimi genellikle uzun enerji yutucularda meydana gelmekle birlikte kolon uzunluğu, kesit ölçüleri ve et kalınlığı gibi parametreler değiştirilmek suretiyle global burkulmanın önüne geçilebilir. Ayrıca konik enerji yutucu kullanımının yapının global burkulmaya uğrama ihtimalini azalttığı ortaya konulmuştur [13].



Şekil 4.1. Global burkulmaya uğramış profil örneği [14].

4.2. Lokal Burkulma

Lokal burkulma, enerji yutucularda meydana gelmesi beklenen ve sıklıkla da karşılaşılan burkulma türüdür. Bu burkulma türünde, yapı sadece aksenal olarak ezilmeye maruz kalmakta ve bu ezilme de bölgesel olarak gerçekleşmektedir. Enerji yutucu profil üzerinde belirli aralıklarla ve tüm profile yaklaşık olarak homojen bir şekilde yayılmış katlanmalar söz konusu olmaktadır. Bölgesel olarak gerçekleşen her katlanma enerji emilimine katkı sağlamış olacaktır. Lokal burkulmaya uğramış profil geometrisi Şekil 4.2’de görülmektedir.



Şekil 4.2. Lokal burkulmaya uğramış profil örneği [14].

4.3. Lokal Burkulmadan Global Burkulmaya Geçiş

Enerji yutucularda global burkulmadan kaçınılmaya çalışıldığı ve lokal burkulmanın elde edilmeye çalışıldığından daha evvel bahsedilmişti. Yapının global burkulmaya uğramasından kaçınabilmek için lokal burkulmadan global burkulmaya geçiş noktasının biliniyor olması gerekmektedir.

Bazı çalışmalarda global burkulmadan lokal burkulmaya geçiş üzerinde araştırmalar yapılmıştır [14-16]. Abramowicz ve arkadaşları [17], lokal burkulmadan global burkulmaya geçiş noktasının, profil uzunluğuna, profil genişliğine, et kalınlığına, malzeme türüne, gerinim pekleşmesine, gerinim hızına ve ezilme başlatıcı olup olmamasına bağlı olduğunu ortaya koymuşlardır. Abramowicz ve arkadaşları [17,18], geçiş noktasını belirlemek adına profil için kritik uzunluk/genişlik (L/b) oranını hesaplamışlardır. Ayrıca global burkulmaya geçişin meydana geldiği global narinliğin artan genişlik/et kalınlığı (b/h) oranıyla arttığı ortaya konulmuştur. Bir profil için lokal burkulmadan global burkulmaya geçiş noktası narinlik oranı (λ_k) kullanılarak tespit edilebilir. Narinlik oranı Denklem 4.1 kullanılarak bulunabilir [14].

$$\lambda_k = \frac{L_k}{i} \quad (4.1)$$

Burada, L_k (mm) burkulma uzunluğunu ve i (mm) ise jirasyon yarıçapını ifade etmektedir. Jirasyon yarıçapı, Denklem 4.2 vasıtasıyla hesaplanabilir.

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (4.2)$$

Burada, I (mm⁴) profilin kesiti için alan atalet momenti ve A (mm²) kesit alanıdır. Görüldüğü gibi Denklem (4.1) ve (4.2) profil uzunluğunu, kesit alanını ve dolayısıyla da genişlik ile et kalınlığını içermekte olup bu geometrik değişkenler kullanılarak yapının lokal burulmadan global burkulmaya geçtiği nokta belirlenebilmektedir.

5. LİTERATÜR TARAMASI

Bu kısımda, konu ile ilgili literatürde yer alan çalışmalardan bahsedilecektir. Literatürde çarpışma güvenliği ve enerji yutucularla ilgili birçok yayın bulunmakta olup bunların önemli bir kısmını enerji yutucu geometrilerin enerji yutma karakteristiklerinin incelendiği makaleler oluşturmaktadır. Bunun haricinde literatürde çeşitli enerji yutucu yapıların otobüs gövdesine uygulanmasıyla ortaya çıkarılan çalışmalar mevcuttur.

Enerji yutucu yapıların araçtan bağımsız olarak incelendiği çalışmalar genel olarak kendi içlerinde bir karşılaştırma ve diğer benzer çalışmalarla kıyaslama yapılarak değerlendirilmekte olup bu enerji yutucu yapıların kullanılacağı araçta nasıl bir performans sergileyeceği net olarak ortaya konulamamaktadır. Bu sistemlerin gerçek anlamda nasıl bir enerji yutma performansı göstereceği ancak araç üzerine monte edilip test edilmesi yoluyla mümkün olmaktadır. Dolayısıyla enerji yutucu yapıların incelendiği çalışmalar ile bu yapıların araç üzerine monte edilmiş halde incelendiği çalışmalar birbirinden bağımsız olarak iki farklı başlık altında incelenecektir.

5.1. Enerji Yutucu Çalışmaları

Pasif araç güvenliğini sağlamak amacıyla kullanılan enerji yutucular kinetik çarpışma enerjisini iç enerjiye dönüştürürler. Bu dönüştürülen enerji, sıvılardaki basınçtan dolayı ortaya çıkan enerji gibi tersinir olabileceği gibi katılardaki deformasyon sonucu ortaya çıkan şekil değiştirme enerjisi gibi tersinmez de olabilirler [19]. Kullanılmakta olan enerji yutucular göz önünde bulundurulursa genellikle kinetik çarpışma enerjisinin yapısal deformasyon yolu ile şekil değiştirme enerjisine dönüştürüldüğü söylenebilir.

Farklı türlerde enerji yutucular mevcut olsa da en yaygın olarak kullanılanı ince çeperli yapısal enerji yutucu elemanlardır. İnce çeperli enerji yutucularda enerji emilimi plastik şekil değiştirme enerjisi ile sağlanmaktadır.

Enerji yutucular, çalışma prensiplerinin haricinde geometrilerine göre de sınıflandırılmaya tabi tutulabilirler. Alghamdi [19], enerji yutucu geometrileri boru tipi yutucular, konik yutucular, çokgen kolonlar, sandviç plakalar, petek yapılar ve diğer şekildeki yutucular şeklinde sınıflandırmıştır. Bu tez kapsamında boru tipi yutucular, konik yutucular ve çokgen kolonlar üzerinde durulacaktır.

Enerji yutucular üzerine yapılan çalışmaların önemli bir bölümünü dairesel ve kare kesitli enerji yutucular teşkil etmektedir. Çalışmaların birçoğunda incelenen enerji yutucu borular genellikle düz yani enerji yutucu yan duvarlarının boru eksenine paralel olarak uzandığı yapılardır. Enerji yutucu yapılar incelenirken genel olarak üzerinde durulan konular; toplam enerji emilimi, maksimum ezilme kuvveti, ortalama ezilme kuvveti, toplam yer değiştirme, özgül enerji emilimi ve ezilme kuvveti verimliliği olarak ifade edilebilir.

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

Langseth ve arkadaşları [21], başka bir çalışmalarında AA6060 alüminyum alaşımı kare kesitli ezilme kutularının farklı kütle ve çarpışma hızı altındaki davranışlarını sayısal olarak incelemiş ve deneysel çalışma ile de doğrulamışlardır.

Başka bir çalışmada, Hou ve arkadaşları [22], kare kesitli enerji yutucuları tek hücreli, çift hücreli, üç ve dört hücreli olarak modellemiş ve genişlik ile et kalınlığını

tasarım değişkeni olarak ele alıp maksimum ezilme kuvveti ve özgül enerji emilimine göre optimizasyon çalışması yürütmüşlerdir. Yaptıkları çalışmada üzerlerine 500 kg parçalı kütle asılı olan ve 10 m/s hıza sahip enerji yutucular rijit duvara çarpıtılmıştır. Maksimum ezilme kuvveti minimize edilmeye çalışılırken, özgül enerji emilimi maksimize edilmeye çalışılmıştır. Maksimum ezilme kuvveti kısıtı sabit tutulduğunda kesitteki hücre sayısı artırıldığında özgül enerji emiliminin de arttığı gözlemlenmiştir.

Enerji yutucularda deformasyon biçimleri önem arz etmektedir. Yapı ezilirken global ya da lokal burkulmaya uğraması enerji emilimini önemli ölçüde etkilemektedir. Verimli bir enerji emilimi sağlanabilmesi için global burkulmanın önlenmesi gerekmektedir. Global burkulma, enerji yutucunun boyu daha kısa tutularak kısmen ya da tamamen önlenebilir [15].

Nitekim, Jensen ve arkadaşları [14] uzun ve kısa profilleri teste tabi tutarak lokal ve global burkulma arasındaki geçişi incelemişlerdir ve enerji emiliminin ezilme moduna çok bağımlı olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca lokal burkulmaya uğrayan yutucunun global burkulmaya uğrayana nazaran daha fazla enerji emdiğini ortaya koymuşlardır.

Enerji yutucular için istenilmeyen bir durum olan global burkulmayı önlemenin diğer bir yolu ise konik yapıda enerji yutucu kullanmaktır. Konik enerji yutucularda yüzeylerin eğimli olması global burkulmanın meydana gelmesine imkan tanımamaktadır. Ayrıca konik enerji yutucular aksel yüklerle olduğu kadar eğik gelen yüklerle de dayanıklı olduklarından ve dolayısıyla enerjiyi daha verimli emebiliyor olmalarından dolayı otomotivde düz enerji yutuculara kıyasla daha çok tercih edilmektedirler [23]. Ayrıca konik enerji yutucu kullanımının sağladığı diğer önemli avantaj ise ezilme kuvvetlerinin düz enerji yutuculara nazaran daha düşük olmasıdır.

Konik ince çeperli borular ile ilgili detaylı bir alışma Nagel ve arkadaşları [24] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada düz ve konik dikdörtgen boruların aksel darbe

yüklemesi altındaki enerji emme davranışları sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Enerji emme davranışları incelenen enerji yutucular düz, tek yüzeyi eğimli, çift yüzeyi eğimli, üç yüzeyi eğimli ve dört yüzeyi eğimli ezilme kutularıdır. Nagel ve arkadaşları [24]'nın çalışmasında et kalınlığı, yarı-koniklik açısı ve eğimli yüzey sayısının enerji emilimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. 5° , $7,5^\circ$, 10° ve 14° yarı-koniklik açalarına sahip dört yüzeyi eğimli enerji yutucular incelenmiş ve en fazla enerji emiliminin $7,5^\circ$ yarı-koniklik açısına sahip yutucuda gerçekleştiği ortaya konulmuş ve elde edilen sonuçlar Mamalis ve arkadaşlarının [25] çalışması ile doğrulanmıştır. Dört yüzeyi eğimli ve 2 mm et kalınlığına sahip yutucuda enerji emilimi, artan yarı-koniklik açısı değerlerinde önemli ölçüde artış gösterirken diğer et kalınlıklarında (1,5 mm ve 2 mm) önemli bir değişim saptanmamıştır. Et kalınlığı ve yarı-koniklik açısı sabit tutulduğunda üç yüzeyi eğimli olan enerji yutucu diğerlerine göre daha fazla enerji emmiştir. Bunun sebebi simetrik olmayan kesitten dolayı katlanmanın kısıtlı olması ve ortalama kuvvetin artmasıdır. Diğer bütün parametreler sabit tutulduğunda iki yüzeyi eğimli boru en az enerjiyi emmektedir. Ayrıca yüzeylere eğim vermenin ezilme kuvvetlerini de düşürdüğü sonucuna varılmıştır.

Nagel ve arkadaşları [23], darbe yüklemesi altındaki düz ve konik dikdörtgen kesitli enerji yutucuların enerji emme karakteristiklerini ve et kalınlığı ile yarı-koniklik açısının enerji emme potansiyeli üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Konik enerji yutucuların düz olanlara göre daha avantajlı olduğunun ortaya konulduğu çalışmada, yarı-koniklik açısı arttırıldığında maksimum ezilme kuvvetinin düştüğü ve ortalama ezilme kuvvetinin arttığı gösterilmiştir. Ayrıca enerji emiliminin et kalınlığı ve yarı-koniklik açısı ile kontrol altına alınabileceği sonucuna varılmıştır.

Enerji emilimini ve verimliliği artırmak amacıyla konik enerji yutucu kullanmanın yanı sıra içi köpük dolu enerji yutucular da kullanılmaktadır. Enerji yutucularda kullanılan köpük malzemeler genellikle metalik olmakla birlikte metal olmayan köpükler de kullanılabilir. Yüksek enerji emme potansiyeline sahip olması ve ağırlık yönünden de avantaj sağlamasından dolayı genellikle alüminyum köpükler

kullanılmaktadır. Enerji yutucu profillerin içi köpük malzemesi ile doldurularak yüksek enerji emilimi sağlanabilmektedir.

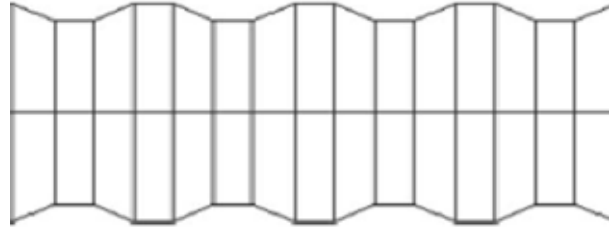
Mirfendereski ve arkadaşları [26], statik ve dinamik yükleme altındaki ince çeperli boruların ezilme davranışlarını incelemiştir. Bu çalışmanın amacı boş ve içi köpük dolu dikdörtgen ince çeperli konik boruların yarı durağan ve dinamik ezilme kuvvetlerini ve enerji emme davranışlarını ortaya koymaktır. Konik boruların düz olan borulara göre avantajı eğik darbe yükü karşısında bile eksenel yüklemeye olduğu kadar verimli olabilmeleridir. Bu çalışmada asıl amaç, eğimli yüzey sayısının, köpük yoğunluğunun, et kalınlığının ve koniklik açısının darbe yüklemesi altındaki boruya olan etkisini belirlemektir. Bu çalışmadan, eksenel statik ve dinamik yükleme altındaki içi köpük dolu konik dikdörtgen boruların koniklik açısı ve eğimli yüzey sayısından ziyade köpük malzemenin yoğunluğundan daha çok etkilendiği sonucuna varılabilir. Bununla birlikte, üç yüzeyi eğimli boru ve dört yüzeyi eğimli tam konik borunun en yüksek ortalama kuvvete dolayısıyla da en yüksek enerji emme kapasitesine sahip olduğu görülmektedir. Köpük dolu dikdörtgen borunun emeyeceği enerjinin, köpük yoğunluğu artırılarak, üç ya da dört yüzeyi eğimli boru kullanılarak, koniklik açısı artırılarak ve et kalınlığı artırılarak maksimize edilebileceği sonucuna varılmıştır.

Ahmad ve arkadaşları [27], dairesel kesitli konik enerji yutucuların dinamik ezilme davranışlarını incelemişler ve alüminyum köpük kullanımının enerji emilimi üzerindeki etkisini ortaya koymuşlardır. Bu çalışmada ağırlıklı olarak üzerinde durulan tasarım parametreleri köpük yoğunluğu, et kalınlığı ve yarı-koniklik açısıdır. Köpük yoğunluğunun belirli bir değer kadar artırılmasının enerji emilimine olumlu katkı yaptığı ve ortalama ezilme kuvveti ile enerji emilimini artırdığı sonucuna varılmıştır. Et kalınlığı ve yarı-koniklik açısı da enerji emilimini etkilemekte olup enerji emiliminin, et kalınlığı değişiminin daha fazla etkilendiği ortaya konulmuştur. Ayrıca, içi köpük dolu enerji yutucuların ezilme kuvveti verimliliği yönünden de tercih edilebilir oldukları görülmüştür. Ezilme kuvveti verimliliğinin artan yarı-koniklik açısı ile artış gösterdiği de bu çalışma sonucunda elde edilen bulgular arasında gösterilebilir.

Daha önce de ifade edildiği üzere, enerji yutucularda yüksek enerji emiliminin sağlanıyor olmasının yanında ezilme kuvvetlerinin de mümkün olduğunca düşük tutulması önem arz etmektedir.

Enerji yutucuların kıvrımlı olarak modellenmesi ezilme kuvvetini düşürmek amacıyla yapılan çalışmalardan biridir. Yutucu üzerinde kıvrımların olduğu bölgeler deforme olmaya daha yatkın bölgeler olduğundan dolayı katlanma ilk olarak bu kısımlardan başlayacak ve o bölgeyi deforme etmek için gerekli olan kuvvet daha düşük olacaktır.

Elgalai ve arkadaşları [28], kıvrımlı enerji yutucuların ezilme davranışlarını incelemiştir. İncelenen kıvrımlı enerji yutucu geometrisi Şekil 5.1'de görülmektedir. Farklı kıvrım açlarına sahip enerji yutucular test edilmiş ve artan kıvrım açısı ile birlikte enerji emilimi, ortalama ezilme kuvveti ve özgül enerji emiliminin arttığı görülmüştür. Ayrıca, maksimum ezilme kuvvetinin düştüğü ve dolayısıyla da ezilme kuvveti veriminin arttığı sonucuna varılmıştır.

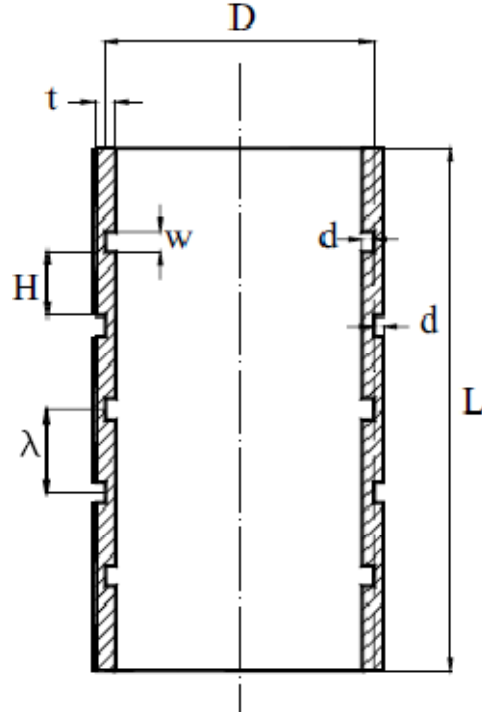


Şekil 5.1. Kıvrımlı enerji yutucu geometrisi [28].

Singace ve arkadaşları [29], kıvrımlı olarak modelledikleri enerji yutucuların darbe yükü altındaki davranışları üzerine çalışma yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada, kıvrımlı yapıya sahip enerji yutucuların sabit yük-yer değiştirme davranışı sergiledikleri ve dolayısıyla ortalama ezilme kuvveti artarken maksimum ezilme kuvvetinin de azaldığı, bunun neticesinde de ezilme kuvveti veriminin arttığı ortaya konulmuştur.

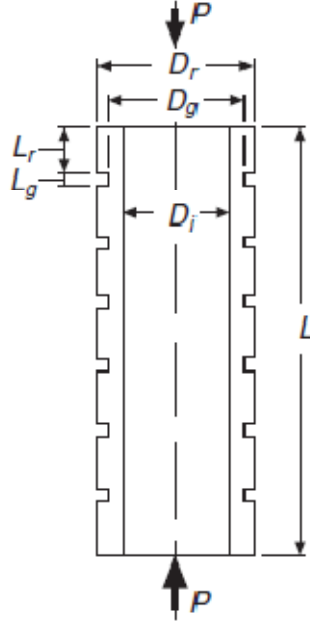
Ezilme kuvvetlerini düşürmek amacıyla yapılan diğer bir uygulama ise, ezilme başlatıcı, çentik veya yarık gibi geometrilerin kullanımınıdır. Enerji yutucu üzerinde özellikle ezilmenin başladığı bölgede açılan oluklar ezilme kuvvetinin düşmesine sebep olmaktadır. Bu tür oluk veya çentik türü geometriler enerji yutucunun tamamına homojen bir şekilde dağıtılarak kıvrımlı enerji yutuculara benzer bir yapı oluşturularak da ezilme kuvvetlerinin düşürülebilmesi söz konusudur.

Hosseinipour ve arkadaşları [30], dairesel kesitli enerji yutucunun iç ve dış yüzeylerinde oluk geometrileri oluşturarak enerji emme karakteristiğini iyileştirmeye çalışmışlardır. Oluk geometrileri sayesinde, bir bakıma katlanma bölgeleri önceden belirlenmiş olmaktadır ve daha kontrollü bir deformasyon meydana gelmekle birlikte ezilme kuvveti-yer değiştirme eğrisi de daha üniform bir hal almaktadır. Oluklu enerji yutucu geometrisi Şekil 5.2'de görülmektedir.



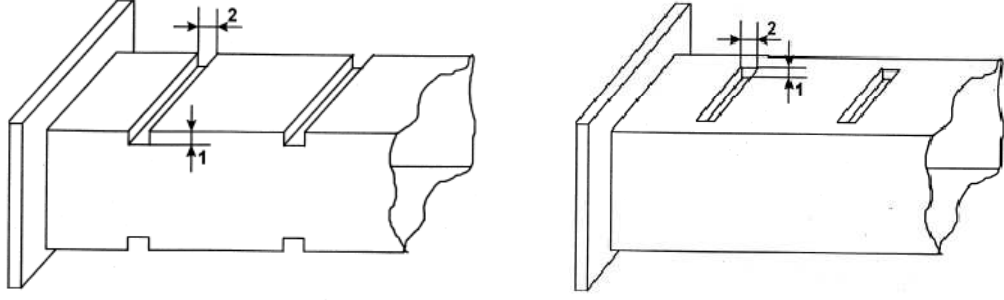
Şekil 5.2. Oluklu, dairesel enerji yutucu geometrisi [30].

Benzer bir çalışma Mamalis ve arkadaşları [31] tarafından yürütülmüş ve yutucu üzerindeki oluk sayısının enerji emilimi ve ezilme kuvvetlerini önemli ölçüde etkilediği sonucuna varılmış ve enerji emiliminin en verimli şekilde gerçekleştiği oluk sayısı belirlenmiştir. İncelenen oluklu enerji yutucu Şekil 5.3'te görülmektedir.



Şekil 5.3. Oluklu enerji yutucu geometrisi [31].

Lee ve arkadaşları [32], dikdörtgen kesitli enerji yutucuların iki yüzeyine yarıklar açmak suretiyle enerji emme karakteristiğini iyileştirmeyi amaçlamışlardır. Bu çentikleri tam profil genişliğinde yada yarı genişlikte oluşturmuşlardır (bkz. Şekil 5.4). Çentik geometrisine sahip enerji yutucularda ezilme kuvvetleri neredeyse yarı yarıya düşerken emilen enerji değerlerinde çok fazla azalmanın meydana gelmediği görülmüştür. Tam ve yarı çentikli enerji yutucular kıyaslandığında ise yarı çentikli yutucularda daha yüksek enerji emilimi gözlemlenmiştir.



Şekil 5.4. Yarıklarla oluşturulan enerji yutucu geometrileri [32].

5.2. Ağır Vasıta Çarpışmalarıyla İlgili Çalışmalar

Literatürde karşılaşılan enerji yutuculara ilişkin çalışmalar genelde araçlardan bağımsız olarak ele alınmaktadır. Ancak enerji yutucuların tek başlarına, araçlardan bağımsız olarak çok bir anlam ifade etmedikleri de aşikardır. Dolayısıyla, asıl amaç olan araçlarda çarpışma güvenliğinin iyi bir şekilde ortaya konulabilmesi için araçlarda pasif güvenlik üzerine yapılan çalışmaların incelenmesi gerekmektedir. Burada incelenecek olan çalışmalar, otobüs ve kamyonlar üzerine yapılan pasif çarpışma güvenliğinin sağlanması adına yapılan çalışmalar olacaktır.

Raich [33], kamyon kabininin önden çarpışma güvenliğini belirlemek adına ECE R29 yönetmeliğine uygun olarak aracın sayısal analizini yapmış ve test ile doğrulamıştır. Kamyon kabininin ön panelinde ve pedal kutusunda yapılan optimizasyon sonucunda sürücü yaşam mahalline direksiyon yada herhangi bir parçanın girişim yapmadığı ve yaşam mahallinin korunduğu gözlemlenmiştir.

Benzer bir çalışmada Castro ve arkadaşları [34] kamyon kabininin ECE R29' a göre analizini yapmışlar ve yönetmelikte belirlenen test şartlarını sorgulayarak eleştirel bir bakış açısı ortaya koymuşlardır.

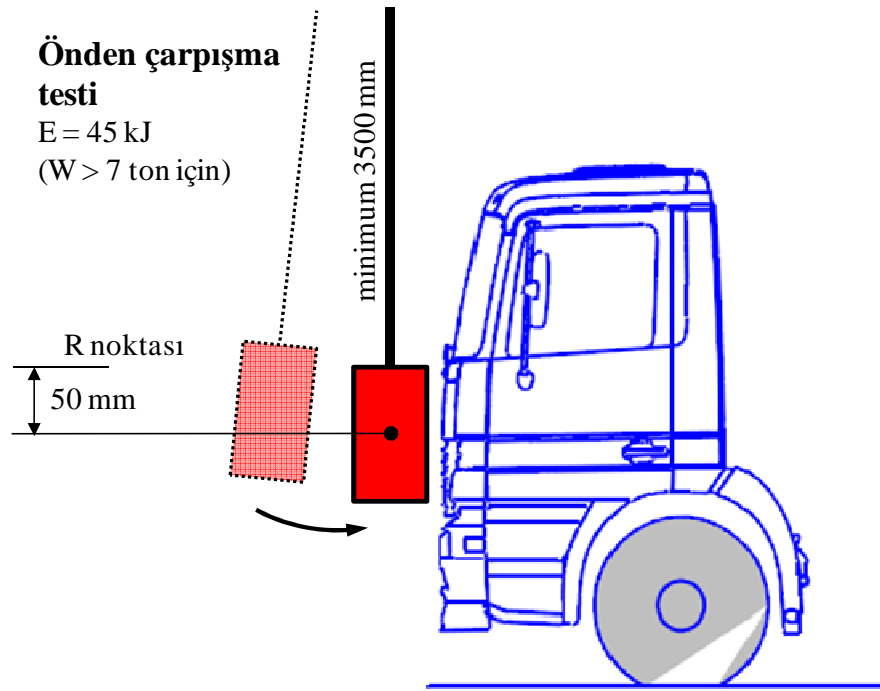
Matolcsy ve arkadaşları [35], otobüsün ön kısmına ezilme kutularını bir araya getirerek bir tampon geometrisi oluşturmuşlardır. Tamponu oluşturan ezilme kutularını tek, ikili, üçlü ve dördü kullanmak suretiyle açığa çıkan maksimum ezilme kuvvetlerini kıyaslamışlardır.

Tech ve arkadaşları [36], otobüsün tamamını modellemişler ve Ls-Dyna'da otobüsü rijit duvara çarptırmışlardır. Çarpışma hızını FMVSS 208 yönetmeliğine uygun olarak 48 km/sa olarak belirlemişlerdir. Ayrıca otobüsü oluşturan profiller ayrı olarak teste tabi tutulmuş ve elde edilen test sonuçları ile sayısal sonuçların örtüştüğü ortaya konulmuştur.

De Coo ve arkadaşları [37], otobüslerde önden çarpışma durumunda sürücü ve muavinin güvenliğinin sağlanması üzerine bir çalışma yapmışlar ve bu çalışmada kaza durumu olarak ağır vasıtaya arkadan çarpma durumunu dikkate almışlardır. Ezilme kutularının birleştirilmesiyle oluşturulan çarpışma ünitesi ve hava tankları enerji yutucu sistem olarak otobüs gövdesine ilave edilmiştir. Sonuç olarak, direksiyon milinin otobüs sürücüsünden uzaklaştırıldığı ve sürücü yaşam mahallinin artırıldığı ortaya konulmuştur.

6. ECE R-29 TEST STANDARDI

Ağır vasıtalar için önden çarpışma durumu, UNECE (*United Nations Economic Commission for Europe*) tarafından standartlaştırılmıştır. UNECE tarafından zorunlu tutulan ECE R-29 yönetmeliği kamyonlar için önden çarpışma durumunun yanı sıra çatı dayanım testi ve kabin arka duvarı dayanım testlerini içermektedir. ECE R-29 önden çarpışma testi Şekil 6.1’de görölmektedir.



Şekil 6.1. ECE R-29 önden çarpışma testi [33].

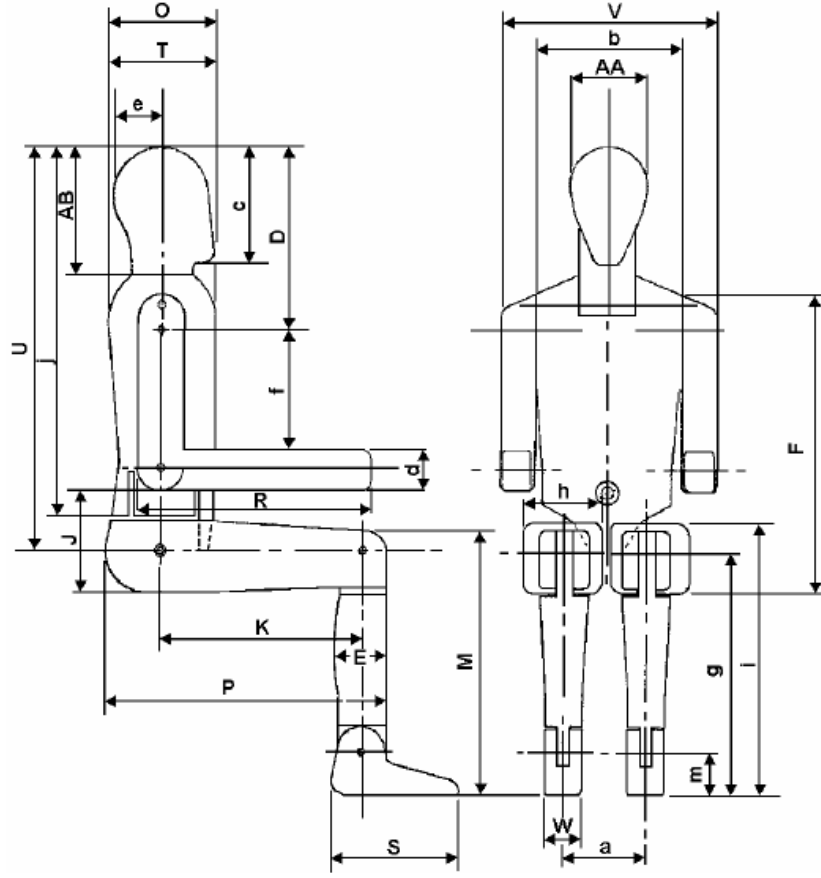
Önden çarpışma testi için çelik malzemeden imal edilmiş 1500 ± 250 kg kütleli, 2500 mm genişlik ve 800 mm yüksekliğe sahip sarkaç plakası kullanılmaktadır. Bu sarkaç plakasını test düzeneğine bağlayan kolların uzunluğu plaka ağırlık merkezinden itibaren en az 3500 mm olmalıdır. Ayrıca bu kollar arasındaki yatay mesafe 1000 mm’den az olmamalıdır. Test sırasında araca verilmesi gereken çarpışma enerjisi miktarı aracın tonajına göre değişiklik arz etmektedir. 7 tonun altındaki araçların 30 kJ değerinde kinetik enerji ile test edilmesi gerekirken bu değer 7 tonun üzerindeki araçlar için 45 kJ olarak ECE R-29’da belirtilmiştir. Bu çalışmada kullanılacak olan aracın toplam ağırlığı 7 ton’dan fazla olduğu için dikkate alınacak olan kinetik enerji

değeri 45 kJ'dür. Ayrıca sarkaç plakasının ağırlık merkezinin, sürücü koltuğunun R noktasının 50 mm altında olması gerekmektedir [8].

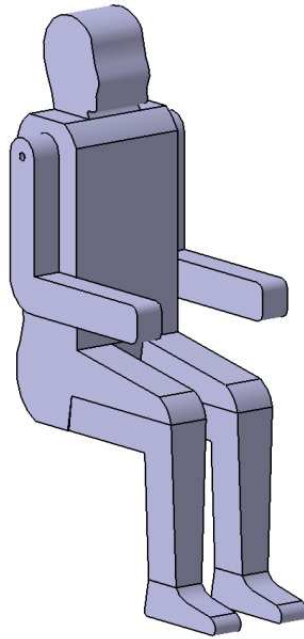
Test edilecek aracın test düzeneğine bağlanma şekli de ECE R-29 yönetmeliğinde belirtilmektedir. Araç rijit olarak zemine bağlanılmamakta ve tahta takozlar üzerine oturtulmaktadır. Bu tahta takozların genişliği 150 mm'den az olmamalıdır. Tahta takozlar üzerine konumlandırılan araç şasesi ön, orta ve arka bölgelerden çelik halat ya da zincirler ile gerdirilerek test sırasında aracın hareketini engelleyecek şekilde zemine bağlanılmaktadır.

Aracı sabitlemek amacıyla kullanılan zincir bağlantıları için ECE R-29'da belirtilen bir takım kısıtlar söz konusudur. Araç üzerindeki her bir bağlantı noktasından zemine yapılacak bağlantı için farklı açı değerleri söz konusudur. Aracın ön kısmından yapılacak bağlantılar için halat ya da zincirlerin gergin haldeyken izdüşümlerinin yatay düzlemde araç eksenini ile yaptıkları açı 10° 'den fazla olmamalı, düşeyde yaptıkları açı ise 25° 'den fazla olmamalıdır. Aracın orta kısmından yapılacak bağlantılar için halat ya da zincirlerin gergin haldeyken izdüşümlerinin yatay düzlemde araç eksenini ile yaptıkları açı 25° ile 45° arasında olmalı, düşeyde yaptıkları açı ise 20° 'den fazla olmamalıdır. Ayrıca aracın arka noktasından yapılacak bağlantı için bağlanan halat ya da zincirlerin düşeyle yaptığı açı 15° 'den fazla olmamalıdır. Aracın test düzeneğine zincir ile bağlanması 9. Bölüm'de anlatılacaktır.

Önden çarpışma testinin ECE R-29 yönetmeliği gereksinimlerini sağlayıp sağlamadığını belirlemek için köpük malzemeden üretilen manken sürücü modeli kullanılmaktadır. Şekil 6.2'de yönetmelikte tarif edilen % 50 erkek manken modeli görülmektedir. Testin başarılı sayılabilmesi için test esnasında herhangi bir parçanın sürücü yaşam mahalline girişim yapmamış olması gerekmekte olup test sonucunda yaşam mahalli manken ile kontrol edilmelidir. ECE R-29'da tarif edilen manken modeline göre oluşturulan manken katı modeli Şekil 6.3'te görülmektedir.



Şekil 6.2. ECE R-29’da tarif edilen % 50 erkek manken modeli [8].



Şekil 6.3. ECE R-29’a uygun sürücü manken katı modeli.

7. LS-DYNA İLE SAYISAL MODELLEME

7.1. Ls-Dyna Çalışma Prensipleri

Bu başlık altında Ls-Dyna [38,39] yazılımının hesaplama yöntemi, zaman adımı hesabı, kullanılan birim sistemleri, eleman tipleri ve enerji verisi hesapları üzerinde durulacaktır.

7.1.1. Zaman integrasyonu

Bir sistemin davranışını belirleyen hareket denklemlerinin çözülmesi zamana göre integrasyon gerektirir. Lineer adi diferansiyel denklemlerin analitik çözümleri mevcuttur ancak lineer olmayan problemler için sayısal çözüm yöntemleri kullanılır.

Sistemin hareket denklemlerinin çözümü için eksplisit (açık) veya implisit (kapalı) yöntemler kullanılabilir. Açık yöntemler, sistemin durumunu ileriki bir zamanda hesaplarırken kapalı yöntemler ise sistemin hem şimdiki hem de ileri bir zamandaki durumunu içeren denklemi çözerek sistemin durumunu hesaplar.

Açık yöntemlerin çalışma ilkesi matematiksel olarak ifade edilecek olursa (bkz. Denklem (7.1)):

$$y(t + \Delta t) = F(y(t)) \quad (7.1)$$

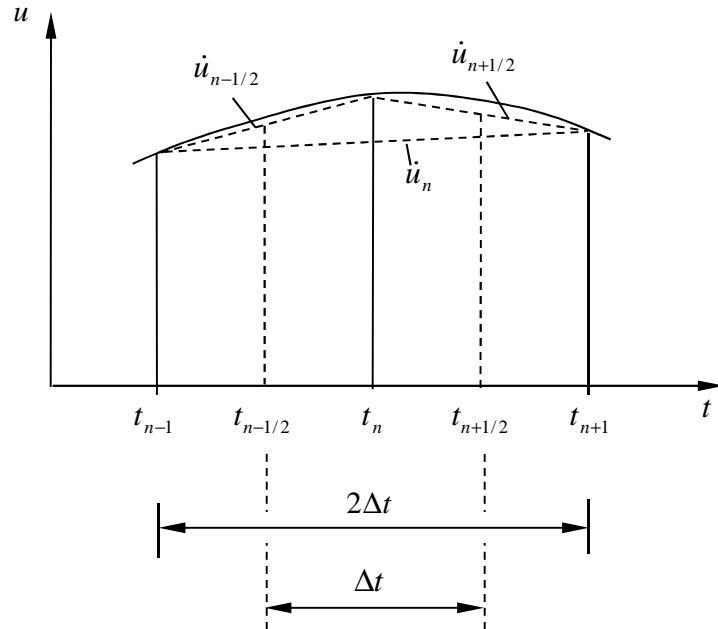
burada t zamanı, Δt ise küçük zaman adımını ifade etmektedir. $y(t)$ ifadesi mevcut sistem durumunu, $y(t+\Delta t)$ ise ileriki bir zamandaki sistem durumunu ifade etmektedir. Denklem (7.1)'de ifade edildiği üzere, $t+\Delta t$ anındaki sistem durumu t anındaki sistem durumuna bağlıdır ve onun bir fonksiyonudur. Dolayısıyla ileriki zaman adımındaki sistem durumu, şu anki sistem durumundan yola çıkarak hesap edilmektedir.

Kapalı yöntemlerde ise sistemin hem mevcut durumu hem de ileriki bir zamandaki durumu bir arada ele alınır ve iteratif bir çözüm yolu izlenir. Kapalı yöntemler matematiksel olarak Denklem (7.2) ile ifade edilebilir.

$$G(y(t), y(t + \Delta t)) = 0 \quad (7.2)$$

7.1.1.1. Merkezi farklar yöntemi

Doğrusal olmayan problemler için sadece sayısal çözümler mevcuttur. Ls-Dyna, hareket denklemlerinin integrasyonu için eksplisit merkezi farklar yöntemini kullanmaktadır. Merkezi farklar yönteminde, hareket denkleminde yer alan konum, hız ve ivme ifadeleri önceki ve sonraki zaman adımlarını içerecek şekilde yazılır. Zamana bağlı ve konumun zamana göre türevi şeklindeki bu ifadeler sistemin hareket denkleminde yerine konularak sistemin hareket denklemleri çözülür [38]. Merkezi farklar yönteminin grafiksel gösterimi Şekil 7.1’de görülmektedir.



Şekil 7.1. Merkezi farklar yönteminin gösterimi.

Dinamik bir sistem, matematiksel olarak adi diferansiyel denklemler ile ifade edilebilir. Sistemin hareket denklemi yer değiştirme (konum), hız ve ivmeyi içermektedir. Hız ve ivme konumun zamana göre türevleri ile ifade edilir. Hız ve ivme denklemleri Denklem (7.3) ve (7.4)'te görölmektedir.

$$\dot{u}_n = \frac{1}{2\Delta t}(u_{n+1} - u_{n-1}) \quad (7.3)$$

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{(\Delta t)^2}(u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}) \quad (7.4)$$

Burada n , $n+1$ ve $n-1$ alt indisleri sırasıyla şu anki (t_n), bir adım sonraki (t_{n+1}) ve bir adım önceki (t_{n-1}) sistem durumlarını ifade etmektedir.

Sistemin t_n anındaki hareket denklemi Denklem (7.5)'te gösterilmiştir.

$$\mathbf{M}\ddot{u}_n + \mathbf{C}\dot{u}_n + \mathbf{K}u_n = \mathbf{P}_n \quad (7.5)$$

Burada \mathbf{M} kütle matrisi, \mathbf{C} sönümlenme matrisi, \mathbf{K} sistem katılık matrisi ve \mathbf{P}_n dış yüklenme matrisini ifade etmektedir.

Yer değiştirme, hız ve ivme ifadeleri Denklem (7.5)'te yerlerine yazılacak olursa sistem için hareket denklemi Denklem (7.6)'daki gibi elde edilir.

$$\left(\mathbf{M} + \frac{1}{2}\Delta t \mathbf{C}\right)u_{n+1} = \Delta t^2 \mathbf{P}_n - (\Delta t^2 \mathbf{K} - 2\mathbf{M})u_n - \left(\mathbf{M} - \frac{\Delta t}{2} \mathbf{C}\right)u_{n-1} \quad (7.6)$$

7.1.2. Zaman adımı büyüklüğü (*Time step size*)

Ls-Dyna integrasyon yaparken hesaplamalarda dikkate alınacak olan zaman adımı büyüklüğünü hesaplar. Zaman adımı büyüklüğü analizin kararlılığına, hassasiyetine

ve süresine etki eden önemli bir etkendir. Zaman adımı büyüklüğünün hesaplanmasında göz önünde bulundurulanan temel değişken sonlu eleman ağındaki en küçük eleman boyutudur. Analizi yapılacak parçanın çok küçük boyuttaki elemanlardan oluşturulması daha hassas sonuçlar elde edilmesine sebep olurken aynı zamanda uzun analiz sürelerine de neden olmaktadır. Küçük eleman boyutları küçük zaman adımı anlamına gelmektedir. Bu ise, belirli bir zaman diliminin fazla sayıda küçük zaman adımlarına bölünmesi sonucunda fazla sayıda hesaplama adımı ortaya çıkmasına sebep olmakta dolayısıyla da analiz süresinin artmasına neden olmaktadır. Ls-Dyna, analiz boyunca zaman adımı boyutunu hesaplayabilmek adına sonlu eleman ağındaki eleman boyutlarını kontrol ederek zaman adımı büyüklüğünü belirleyecek elemanı tespit eder. Zaman adımı büyüklüğü Denklem (7.7) kullanılarak hesaplanmaktadır [38].

$$\Delta t^{n+1} = \alpha \cdot \min\{ \Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_N \} \quad (7.7)$$

Burada N eleman sayısını, Δt zaman adımını ve α ise zaman adımı çarpanıdır. Zaman adımı çarpanı için varsayılan değer 0,9 olup daha küçük değerler de seçilebilir. Bu değer Ls-Dyna'da *CONTROL_TIMESTEP anahtar kelimesi altında TSSFAC değişkeni ile kullanıcı tarafından tanımlanabilmektedir [39].

Kabuk eleman, katı eleman, kiriş gibi farklı eleman türleri için zaman adımı hesaplama yöntemleri vardır. Bu tez kapsamında sadece kabuk elemanlar kullanıldığı için kabuk elemanlar için zaman adımı büyüklüğü hesaplama yönteminden bahsedilecektir. Kabuk eleman için zaman adımı Denklem (7.8) kullanılarak hesaplanabilir [38].

$$\Delta t_e = \frac{L_s}{c} \quad (7.8)$$

Burada Δt_e eleman için zaman adımı, L_s karakteristik uzunluk ve c ses hızıdır. Sesin malzeme üzerinde hangi hızda ilerleyeceği Denklem (7.9) ile hesaplanabilir [38].

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (7.9)$$

Burada E elastisite modülünü, ρ malzeme yoğunluğunu ve ν Poisson oranını ifade etmektedir. Karakteristik uzunluk hesabı için üç farklı seçenek söz konusudur. Bunlardan ilki Denklem (7.10)'da verilmiştir [38].

$$L_s = \frac{(1+\beta)A_s}{\max(L_1, L_2, L_3, (1-\beta)L_4)} \quad (7.10)$$

Burada A_s kabuk elemanın alanı, L_i ($i=1,\dots,4$) kabuk elemanı sınırlayan kenarların uzunluklarıdır. Dörtgen eleman için $\beta=0$ ve üçgen eleman için $\beta=1$ 'dir. Karakteristik uzunluk için ikinci hesap yönteminde eleman kenar uzunlukları yerine köşegen uzunlukları dikkate alınmaktadır. Bu yöntem ile karakteristik uzunluk hesabı Denklem (7.11)'de görülmektedir [38].

$$L_s = \frac{(1+\beta)A_s}{\max(D_1, D_2)} \quad (7.11)$$

Burada D_1 ve D_2 kabuk elemana ait köşegen uzunluklarıdır.

Üçüncü hesap yöntemi ise genellikle çok küçük kenar uzunluğuna sahip üçgen elemanlarda tercih edilen bir yöntem olup bazı uygulamalarda yaşanabilecek kararsızlıkların önüne geçmek amacıyla kullanılmaktadır ve diğer iki yöntemle kıyasla daha büyük zaman adımı değerleri vermesi muhtemeldir. Bu hesap yöntemi Denklem (7.12)'de görülmektedir [38].

$$L_s = \max \left[\frac{(1+\beta)A_s}{\max(L_1, L_2, L_3, (1-\beta)L_4)}, \min(L_1, L_2, L_3, L_4 + 10^{20} \beta) \right] \quad (7.12)$$

Tez kapsamında yapılan sayısal analizler için örnek bir zaman adımı hesabı Denklem (7.8) kullanılarak yapılabilir. Analizin zaman adımını belirleyecek olan en küçük elemanın kenar uzunlukları $L_1 = 8,53$ mm, $L_2 = 3,18$ mm, $L_3 = 10,71$ mm ve alanı $A_s = 11,27$ mm² olarak ölçülmüştür. Kabuk eleman için karakteristik uzunluk değeri Denklem (7.10) ile hesaplanabilir. Burada eleman üçgen olduğu için $\beta = 1$ alınmıştır.

$$L_s = \frac{(1 + \beta) A_s}{\max(L_1, L_2, L_3, (1 - \beta) L_4)} = \frac{2(11,271)}{10,71} = 2,10 \text{ mm}$$

Kullanılan çelik malzeme için ses hızı Denklem (7.9) ile şu şekilde hesaplanabilir ($\nu = 0,3$, $\rho = 7850$ kg/m³, $E = 210$ GPa):

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \nu^2)}} = \sqrt{\frac{210 \times 10^9}{7850(1 - 0,3^2)}} = 5421,9 \text{ m/s}$$

Ses hızı ve karakteristik uzunluk değerleri Denklem (7.8)'de yerine konularak şu şekilde elde edilebilir:

$$\Delta t_e = \frac{L_s}{c} = \frac{2,10}{5421,9 \times 10^3} = 3,88 \times 10^{-7} \text{ s}$$

Zaman adımı büyüklüğü yapılan hesaplama sonucunda $3,88 \times 10^{-7}$ s olarak bulunmuş olup bu değer Ls-Dyna tarafından yapılan hesaplamada $3,49 \times 10^{-7}$ s olarak elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda bulunan zaman adımı değeri Ls-Dyna tarafından bulunan zaman adımına göre yaklaşık %10 hatalıdır.

7.1.3. Birimler

Ls-Dyna'da belirli bir birim sistemi kullanılmamakla birlikte birbirleriyle uyumlu olacak şekilde birimler kullanılabilir. Kullanıcı kendi gireceği uyumlu birimler

neticesinde gerekli birimi elde etmiş olacaktır. Örneğin Denklem (7.13) uyarınca, kullanıcı tarafından kütle için [kg] ve ivme için [m/s^2] birimleri seçilmişse sonuçta elde edilecek kuvvet değeri [N] biriminde olacaktır. Kütle için [ton] ve ivme için [m/s^2] birimleri seçilmişse kuvvet birimi [kN] olacaktır.

$$1 [\text{kuvvet birimi}] = 1 [\text{kütle birimi}] \times 1 [\text{ivme birimi}] \quad (7.13)$$

Bazı nicelikler için uyumlu birimler Çizelge 7.1’de görülmektedir.

Çizelge 7.1. Ls-Dyna’da kullanılabilir uyumlu birim sistemi örnekleri.

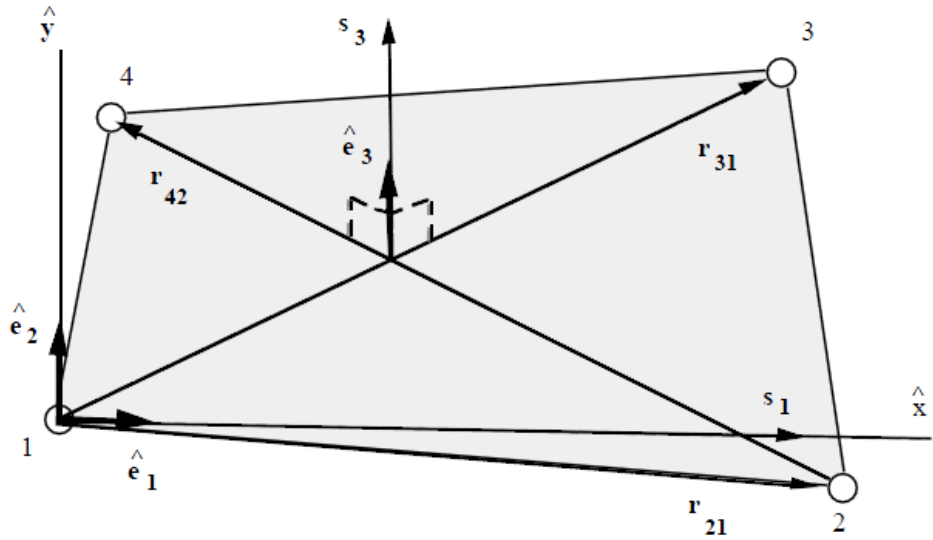
Nicelik	(i)	(ii)	(iii)	(iv)
Uzunluk	m	mm	mm	in
Zaman	s	ms	s	s
Kütle	kg	kg	ton	lb
Kuvvet	N	kN	N	lbf
Gerilme	Pa	GPa	MPa	psi
Enerji	J	kN.mm	N.mm	lbf.in

7.1.4. Elemanlar

Ls-Dyna’da kullanılan temel eleman tipleri, katı elemanlar, kabuk elemanlar, kiriş ve kafes elemanlar ile ayırık elemanlar (yay, damper) olarak ifade edilebilir. Tez çalışmaları kapsamında kullanılan sayısal modelde kullanılan elemanlar Belytschko-Lin-Tsay kabuk elemanıdır.

Belytschko-Lin-Tsay kabuk elemanının tercih edilmesinin sebebi Ls-Dyna eleman kütüphanesinde mevcut olan diğer kabuk eleman tiplerine göre daha verimli hesaplama yapmasıdır. Kalınlık boyunca beş integrasyon noktasına sahip bir kabuk eleman için Belytschko-Lin-Tsay kabuk elemanı 725 matematiksel işlem gerektirirken Hughes-Liu kabuk elemanı 4.050 işlem gerektirmektedir. Belytschko-Lin-Tsay kabuk elemanı daha az işlem gerektiriyor olması sebebiyle daha hızlı sonuç verebilmektedir [38].

Belytschko-Lin-Tsay kabuk elemanı dönel koordinat sistemi üzerine oturtulmuş hız-gerinim formülasyonunu kullanarak hesaplama yapmaktadır. Kabuk eleman ara yüzeyi dörtgen eleman için dört köşedeki düğüm noktalarının konumları ile tanımlanmaktadır. Eleman ile birlikte deforme olan eleman koordinat sistemi düğüm noktası koordinatlarına göre tanımlanmıştır. Kabuk eleman üzerinde tanımlanan eleman koordinat sistemi Şekil 7.2’de görülmektedir. \hat{e}_1 ve \hat{e}_2 kabuk elemanın bulunduğu düzlemindeki birim vektörleri ifade etmektedir. \hat{e}_3 ise bu düzleme dik olan ve köşegenler üzerindeki birim vektördür. Gerinimler bu koordinat sistemine göre ifade edilmekte ve gerilmeler elde edilerek çözüm yapılmaktadır.



Şekil 7.2. Belytschko-Lin-Tsay kabuk elemanı üzerinde eleman koordinat sistemi gösterimi.

7.1.5. Enerji verisi

Ls-Dyna’da enerji verisi *d3hsp* ve *glstat* dosyalarına yazdırılmakta olup enerjiye ilişkin bu bilgiler yapılan analiz hakkında faydalı bir kontrol sağlamaktadır. Bir analiz boyunca enerji dengesi sürekli olarak sağlanıyor olmalıdır. Enerji dengesi Denklem (7.14)’de görülmektedir [40].

$$\underbrace{E_{kin} + E_{int} + E_{si} + E_{rw} + E_{damp} + E_{hg}}_{\text{toplam enerji, } E_{total}} = E_{kin}^0 + E_{int}^0 + W_{ext} \quad (7.14)$$

Burada,

- E_{kin} : kinetik enerji (*kinetic energy*)
- E_{int} : iç enerji (*internal energy*)
- E_{si} : arayüz kayma enerjisi (sürtünme dahil) (*sliding interface energy*)
- E_{rw} : rijit duvar enerjisi (*rigid wall energy*)
- E_{damp} : sönümleme enerjisi (*damping energy*)
- E_{hg} : hourglass enerjisi (*hourglass energy*)
- E_{kin}^0 : başlangıç kinetik enerjisi (*initial kinetic energy*)
- E_{int}^0 : başlangıç iç enerjisi (*initial internal energy*)
- W_{ext} : sisteme dışarıdan etkiyen iştir (*external work*).

İç enerji, elastik gerinim enerjisini ve kalıcı deformasyon ile yapılan işi kapsamaktadır. Sisteme dışarıdan etkiyen iş ise uygulanan dış kuvvet, basınç ya da hız, yer değiştirme veya ivme gibi sınır şartlarının yaptığı iş olabilir.

Denklem (7.14), sisteme giren iş ile çıkan işin birbirine eşit olması gerektiğini ifade etmektedir. Enerji eşitliğinin sağlanamamış olması analizde hata olduğu anlamına gelmektedir. Yapılan analizlerde enerjinin korunumu ilkesinin doğrulanıp doğrulanmadığı kontrol edilmelidir. Bu kontrol işlemi, ASCII veritabanında yer alan *glstat* verisi ile yapılabilir. Ayrıca her bir malzeme için enerji miktarları *matsum* verisinde ayrı ayrı depolanmaktadır. Bu bilgi kullanılarak bütün malzemelerdeki toplam enerji hesaplanabilir ve hata söz konusu ise hatanın hangi malzemedeki enerjiden kaynaklandığı tespit edilebilir. Analizde toplam enerjinin analiz sonundaki toplam enerjiye eşit olduğu teyit edilmelidir. Denklem (7.14), aynı zamanda analizin kararlılık gereksiniminin sağlanıp sağlanmadığını da ortaya koymaktadır. Kararlılık gereksinimi için enerji oranının kontrol edilmesi gerekmektedir. Enerji oranı Denklem (7.15) ile hesaplanabilir.

$$e_{ratio} = \frac{E_{total}}{E_{total}^0 + W_{ext}} \quad (7.15)$$

İdeal şartlar altında enerji oranının 1 olması gerekir. Yaklaşık olarak bu değerin sağlanmış olması kararlılık gereksinimi için yeterlidir.

7.1.6. Kütle ölçeklemesi (*Mass Scaling*)

Ls-Dyna'da zaman adımı büyüklüğünü kontrol etmek mümkündür. Zaman adımının ayarlanabiliyor olması aynı zamanda toplam analiz süresine de etki eden bir durumdur. Zaman adımı büyüklüğünü ayarlamanın bir yolu kütle ölçeklemesi yapmaktır. Kütle ölçeklemesi temel olarak elemanların kütlelerinin, kütle ilave edilerek ya da çıkartılarak, değiştirilmesi olayıdır. Kütle ilavesi yapılarak eleman zaman adımının artması sağlanabilir. Eleman zaman adımının artması da analizin daha az adımda gerçekleşeceği dolayısıyla da daha kısa sürede sona ereceği anlamına gelmektedir. Eleman kütlelerinin ayarlanması yoğunluk değerinin değiştirilmesiyle mümkün olmaktadır.

Ls-Dyna, *CONTROL_TIMESTEP anahtar kelimesinde tanımlanan DT2MS değişkenini kullanarak iki farklı kütle ölçeklemesi çeşidi sunmaktadır. Eğer DT2MS<0 ise Ls-Dyna zaman adımı |DT2MS|'ten küçük olan her bir elemana kütle ekler. DT2MS>0 olduğu durumda ise zaman adımı |DT2MS|'ten küçük olan her bir elemana kütle ekler ve zaman adımı |DT2MS|'ten büyük olan elemanlardan kütle çıkarır. DT2MS>0 çok nadir kullanılıyor olmasına rağmen çok küçük zaman adımlarının önüne geçmek için DT2MS<0 sıklıkla kullanılır. Ancak DT2MS<0, çok dikkatli kullanılmalıdır. Elemanlara eklenen kütlelerin analiz sonucu ve hassasiyeti üzerinde olumsuz etki yaratmadığı teyit edilmelidir. Dinamik problemler için uygulamada genellikle eklenen kütle miktarının (parça bazında) eleman kütlelerinin % 5'i ile sınırlandırılması tavsiye edilmektedir [39,41].

7.2. Ls-Dyna Anahtar Kelimeleri (*Ls-Dyna Keywords*)

Ls-Dyna yazılımında anahtar kelimeler kullanılarak birtakım tanımlamalar yapılmaktadır. Yapılacak bu tanımlamalar genel olarak, sonlu eleman ağında yer alan parçalara ait özelliklerin tanımlanması, kabuk parçalara ait et kalınlığı değerlerinin atanması, malzeme özelliklerinin verilmesi, parçalar arasındaki temas tanımlamasının yapılması, uygulanacak yükleme durumu ve kısıtlar için sınır şartları tanımlaması ve analiz esnasında toplanacak veriler ile bu verilerin çıktı olarak yazdırılması için veri tabanı tanımlamaları olarak ifade edilebilir.

7.2.1. Parça tanımlaması

Sonlu eleman ağında yer alan parçalar farklı parça numaraları ile tanımlanır. Ls-Dyna içerisinde geometri oluşturularak parça tanımlaması yapılabilir. Ancak bu pratik bir yöntem olmadığından dolayı sonlu eleman ağının başka bir yazılım kullanılarak oluşturulması gerekmektedir.

Ls-Dyna'da Parça tanımlaması *PART anahtar kelimesi içerisinde, ilgili parçaya ilişkin kesit tanımlamasını ifade eden kesit numarası ve malzeme özelliklerinin yazılı olduğu malzeme kartını tanımlayan malzeme numarası tanımlanır.

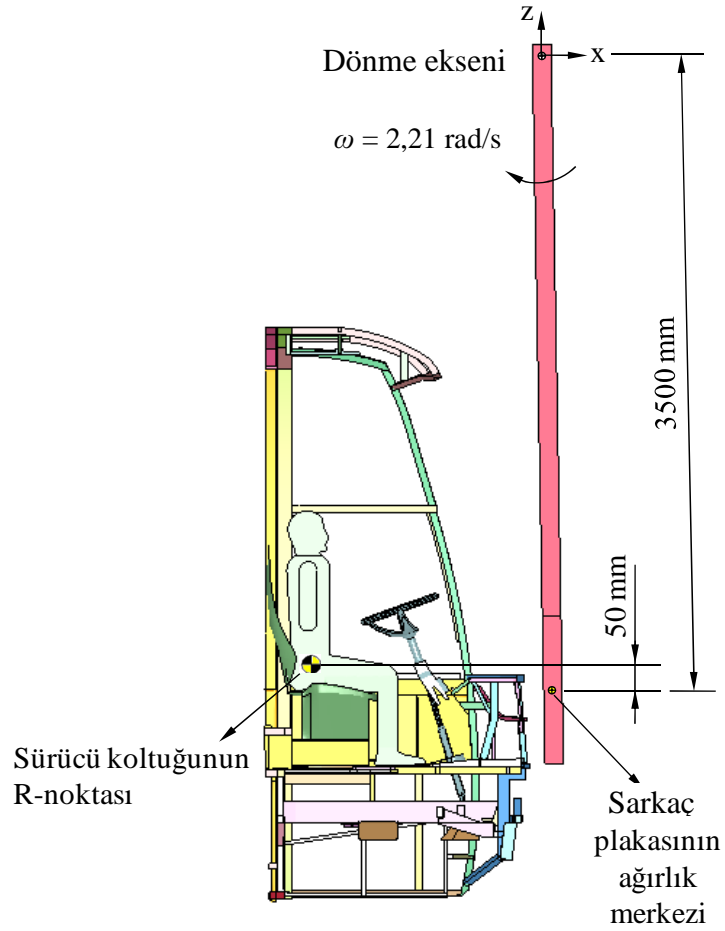
*PART anahtar kelimesi içerisindeki tanımlamalar Şekil 7.3'te görülmektedir. Burada PID parça numarasını, SECID kesit özelliklerinin tanımlandığı kesit numarasını ve MID malzeme numarasını ifade etmektedir.

*PART_(TITLE) (74)								
1	TITLE	yeni_direksiyon_karkasi						
2	PID	SECID	MID	EOSID	HGID	GRAV	ADPOPT	TMID
	5	5	2	0	0	0	0	0

Şekil 7.3. *PART anahtar kelimesi içerisinde bulunan tanımlamalar.

*PART anahtar kelimesi içerisinde açıklanması gereken diğer bir tanımlama ise atalet tanımlamasıdır. Parça listesinde yer alan dönme hareketi yapan parçalara kütle atalet momenti atanabilir. Sarkaç plakası için kütle atalet momenti ve açısal hız hesaplanarak *PART_INERTIA kartında tanımlanmalıdır.

Çarpışma analizlerinde kullanılacak olan sarkaç plakasının sayısal modeli ECE R-29 yönetmeliğinde tarif edildiği şekilde oluşturulmuştur. Ayrıca istenilen darbe enerjisini sağlamak üzere sarkacın sahip olması gereken açısal hız değeri de plakanın kütle atalet momenti değerleri hesaplanarak, sayısal modelde kullanılmak üzere elde edilmiştir. Şekil 7.4'te sarkaç plakasının sürücü koltuğunun R-noktasına göre konumu gösterilmiştir.



Şekil 7.4. Sarkaç plakasının R-noktasına göre konumu.

Ele alınan çarpışma durumu için, gerekli olan kütle atalet momenti y eksenine göre olan kütle atalet momentidir. Sarkaç y eksenini etrafında döndüğü için kütle atalet momentinin sadece y bileşenini hesaba katmak yeterli olacaktır.

Sarkacın ölçüleri Şekil 7.5'te gösterilmiş olup sarkaç plakasına ait detaylar şu şekildedir;

sarkaç plakasının genişliği; $a = 2500$ mm

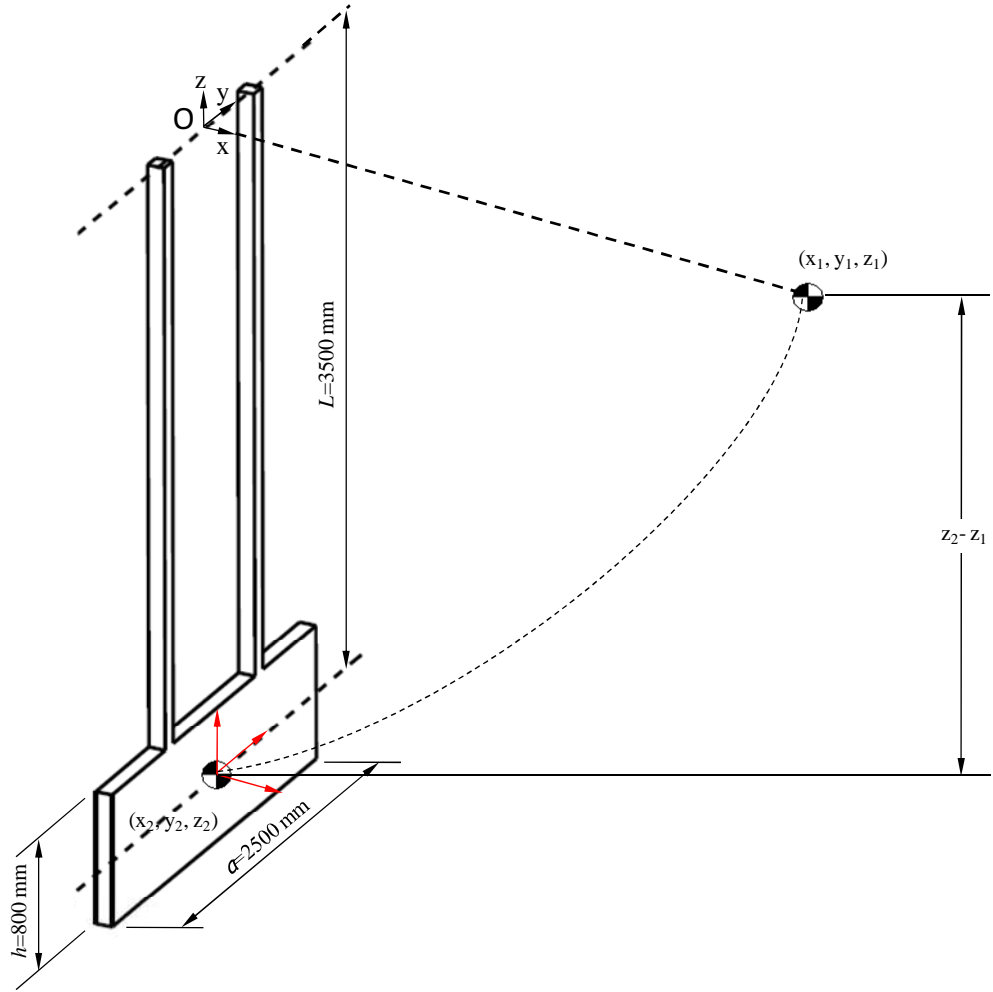
sarkaç plakasının kalınlığı; $b = 100$ mm

sarkaç plakasının yüksekliği; $h = 800$ mm

sarkaç kollarının uzunluğu (dönme ekseninden plakanın ağırlık merkezine);

$L = 3500$ mm

sarkaç plakasının kütlesi; $m = 1,5$ ton



Şekil 7.5. Sarkaç plakasının ölçüleri.

Dikdörtgenler prizması şeklindeki sarkaç plakası için kütle atalet momenti Denklem (7.16) kullanılarak hesaplanabilir.

$$I_{y_c y_c} = \frac{1}{12}(m)(h^2 + b^2) \quad (7.16)$$

Burada $I_{y_c y_c}$ sarkaç plakasının ağırlık merkezine göre kütle atalet momentinin y bileşenidir. Sarkaç plakasının ağırlık merkezine göre kütle atalet momentinin y bileşeni Denklem (7.16) kullanılarak hesaplanacak olursa;

$$I_{y_c y_c} = \frac{1}{12}(1,5)(800^2 + 100^2) = 81,25 \times 10^3 \text{ ton} \times \text{mm}^2$$

Sarkaç plakasının dönme merkezine göre kütle atalet momentini hesaplayabilmek için paralel eksen teoremi uygulanmalıdır. Paralel eksen teoremi için Denklem (7.17)'den yararlanılabilir.

$$I_{yy} = I_{y_c y_c} + mL^2 \quad (7.17)$$

$$I_{yy} = 81,25 \times 10^3 + (1,5)(3500)^2 = 18,38 \times 10^6 \text{ ton} \times \text{mm}^2$$

Burada I_{yy} sarkaç plakasının, sarkaç dönme eksenine göre kütle atalet momentinin y bileşenidir. ECE R-29 yönetmeliğine göre sarkacın sahip olması gereken darbe enerjisi 45 kJ olarak belirtilmiştir. Bu enerji değerini elde edebilmek için kütle atalet momentinin yanı sıra sarkacın açısal hızı da hesaplanmalıdır. Kütle atalet momenti ve enerji değeri bilinen sarkacın açısal hızı Denklem (7.18) kullanılarak hesaplanabilir.

$$E = \frac{1}{2} I_{yy} \omega_y^2 \quad (7.18)$$

burada E toplam kinetik enerji, I_{yy} , y eksenine göre kütle atalet momenti ve ω_y açısall hızın y bileşenidir.

$$45 \times 10^6 = \frac{1}{2} (18,38 \times 10^6) \omega_y^2$$

$$\omega_y = 2,21 \text{ rad/s}$$

Burada hesaplanan kütle atalet momenti ve açısall hız değerleri sayısal sarkaç modeli oluşturulurken kullanılmıştır. Böylelikle sarkacın sahip olması gereken 45 kJ değerindeki kinetik enerji sağlanmıştır.

Kütle atalet momenti tanımlaması *PART_INERTIA anahtar kelimesi altında yapılmaktadır. Şekil 7.6'da parça atalet momentinin tanımlandığı kart görülmektedir. Dikkat edilirse, ilgili parça için *PART tanımlamasının yerini *PART_INERTIA anahtar kelimesi almış ve bu komut altında hem parçaya ilişkin hem de kütle atalet momentine ilişkin değerler tanımlanmıştır. *PART_INERTIA kartı içerisinde dönme hareketi yapacak parça için dönme ekseninin koordinatları olan XC, YC ve ZC değerleri girilmelidir veya bu koordinatı ifade eden düğüm noktası (NODEID) belirtilmelidir. İlgili eksenindeki kütle atalet momenti, parçanın açısall hızı ve parçanın toplam kütlesi de bu kart içerisinde tanımlanır.

*PART_INERTIA(TITLE) (1)						
1	TITLE pendulum					
2	PID	SECID	MID	EOSID	HGID	GRAV
	10000	10000	1	0	0	0
3	XC	YC	ZC	TM	IRCS	NODEID
	0.0	0.0	0.0	1.5000000	0	305727
4	DXX	DXY	DXZ	IYY	IYZ	IZZ
	1.838e+007	0.0	0.0	1.838e+007	0.0	1.838e+007
5	VTX	VTY	VTZ	VRX	VRZ	
	0.0	0.0	0.0	0.0	2.2131000	0.0

Şekil 7.6. Atalet tanımlamasının yapıldığı kart.

7.2.2. Kesit tanımlaması

Kabuk yapıdaki parçalara ait kesit özellikleri *SECTION_SHELL kartında tanımlanır. Kabuk elemanın et kalınlığı, eleman formülasyonu ve integrasyon noktası sayısı bu kesit özellikleri arasında sayılabilir.

Şekil 7.7’de *SECTION_SHELL kartı görülmektedir. Burada SECID kesit numarasını, ELFORM eleman formülasyonunu, T et kalınlığını ve NIP kalınlık boyunca integrasyon noktası sayısını ifade etmektedir. Eleman formülasyonu için çok sayıda seçenek mevcut olmakla birlikte kabuk eleman için genelde kullanılan formülasyon Belytschko-Lin-Tsay kabuk eleman formülasyonudur. İntegrasyon noktası sayısı (NIP), sayısal integrasyon sırasında kalınlık boyunca kaç adet integrasyon aralığı seçileceğini göstermekte olup sonuçlar için beklenen hassasiyeti verecek olan değer seçilmelidir. Tez kapsamında yapılan çalışmalar için NIP değerinin 5 olarak seçilmesi yeterli hassasiyette sonuçlar ortaya çıkarmıştır.

*SECTION_SHELL_(TITLE) (75)								
TITLE								
1	SECID	ELFORM	SHRF	NIP	PROPT	QR/IRID	ICOMP	SETYP
2	2	2	1.0000000	5	1	0	0	1
2	I1	I2	I3	I4	NLOC	MAREA	IDOF	EDGSET
1.5000000	1.5000000	1.5000000	1.5000000	1.5000000	0.0	0.0	0.0	0

Şekil 7.7. Kesit tanımlaması kartı.

7.2.3. Malzeme tanımlaması

Malzeme tanımlaması Ls-Dyna malzeme kütüphanesinden uygun malzeme modeli seçilerek yapılır. Bu tez kapsamında yapılan çalışmalarda üç farklı malzeme modeli kullanılmıştır. Bu malzeme modellerinden ikisi kalıcı olarak şekil değiştirilebilen malzemeler iken diğer malzeme rijit malzemedir.

Otobüs gövdesini oluşturan sac ve profiller için *MAT_24 ve *MAT_123 malzeme türleri kullanılmıştır. *MAT_24 ve *MAT_123 malzemeler için kullanılan malzeme kartı sırasıyla Şekil 7.8 ve Şekil 7.9’da görülmektedir. Bu iki malzeme türünün özelliği elastik bölgenin yanı sıra plastik bölgenin de gerçek gerilme-gerçek gerinim eğrisi vasıtasıyla tanımlanabiliyor olmasıdır. Plastik bölgedeki malzeme davranışını tanımlayan gerçek gerilme-gerçek gerinim eğrisi LCSS değişkeni ile tanımlanır. Bu değişken içerisinde gerilme-gerinim eğrisini oluşturan gerilme ve gerinim noktaları tanımlanır. Böylelikle malzemenin hem elastik hem de plastik davranışı modellenmiş olur (elasto-plastik davranış).

Malzeme kartında yer alan ve malzemeye ait mekanik özellikleri belirten diğer değişkenler ise şu şekildedir;

- RO : malzeme yoğunluğu
- E : elastisite modülü
- PR : Poisson oranı
- SIGY : akma mukavemeti

*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY_(TITLE) (2)								
TITLE								
DIN 1.4003								
1	<u>MID</u>	<u>RO</u>	<u>E</u>	<u>PR</u>	<u>SIGY</u>	<u>ETAN</u>	<u>FAIL</u>	<u>TDEL</u>
	2	7.850e-009	2.100e+005	0.3000000	0.0	0.0	1.000e+020	0.0
2	<u>C</u>	<u>P</u>	<u>LCSS</u>	<u>LCSR</u>	<u>VP</u>			
	0.0	0.0	12	0	0.0			
3	<u>EPS1</u>	<u>EPS2</u>	<u>EPS3</u>	<u>EPS4</u>	<u>EPS5</u>	<u>EPS6</u>	<u>EPS7</u>	<u>EPS8</u>
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
4	<u>ES1</u>	<u>ES2</u>	<u>ES3</u>	<u>ES4</u>	<u>ES5</u>	<u>ES6</u>	<u>ES7</u>	<u>ES8</u>
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Şekil 7.8. *MAT_24 malzeme kartı.

*MAT_24 malzeme modelinden farklı olarak, *MAT_123 malzeme modelinde hasar kriteri iyileştirilmiş ve malzeme davranışı daha gerçekçi bir hale getirilmiştir. Hasar durumu, efektif plastik gerinime, plastik incelmeye ve maksimum asal düzlemsel gerinime dayanmaktadır. Hasar durumunu tanımlayan değişkenler EPSTHIN, EPSMAJ ve NUMINT’dır (bkz. Şekil 7.9). Bu değişkenlerden EPSTHIN kopma

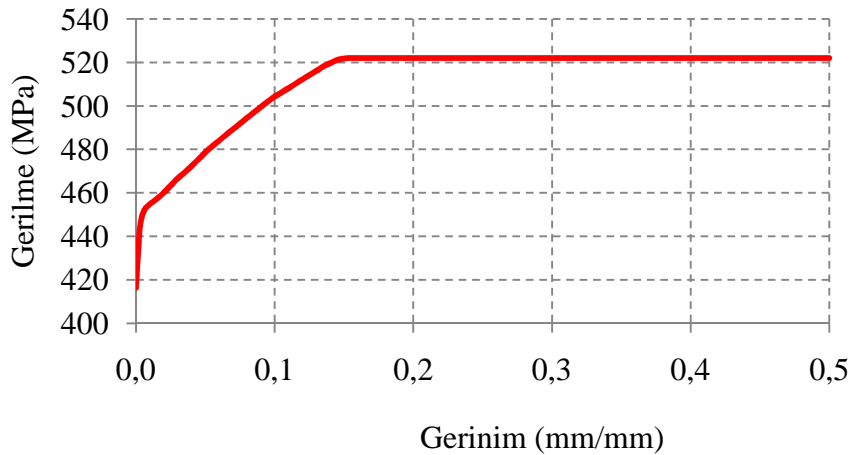
anındaki incelme plastik gerinimi olup çelik malzemeler için 0,25 ile 0,35 arasında değerler almaktadır [42]. Kopmadaki maksimum düzlemsel gerinimi ifade eden değişken EPSMAJ değişkenidir. Hasar durumunu tanımlayan bu değişkenler arasında en önemlisi EPSMAJ değişkenidir. Şekil değiştirme sırasında tanımlanan EPSMAJ değerine ulaşılmca ilgili elemanlar otomatik olarak silinirler. Bu olay gerçekte yırtılma olarak gözlemlenen hasar durumudur. Ayrıca NUMINT değişkeni eleman silinmeden önce hasara uğraması gereken kalınlık boyunca integrasyon noktası sayısıdır.

***MAT_MODIFIED_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY_(TITLE) (1)**

TITLE								
mat_123								
1	MID	RO	E	PR	SIGY	ETAN	FAIL	TDEL
	419	7.850e-009	2.100e+005	0.3000000	0.0	0.0	1.000e+020	0.0
2	C	P	LCSS	LCSR	VP	EPSTHIN	EPSMAJ	NUMINT
	0.0	0.0	10	0	0.0	0.3000000	0.0200000	3.0000000

Şekil 7.9. *MAT_123 malzeme kartı.

Analizi ve testi yapılan otobüs gövdesi DIN 1.4003 paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiştir. Paslanmaz çelik malzemeye ait plastik bölgedeki gerçek gerilme-gerinim eğrisi Şekil 7.10'da görülmektedir. Ayrıca Poisson oranı, yoğunluk ve elastisite modülü sırasıyla 0,3, 7850 kg/m³ ve 210 GPa olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.10. DIN 1.4003 paslanmaz çeliği için gerçek gerilme-gerinim eğrisi.

Çalışmalarda kullanılan diğer malzeme türü ise *MAT_20 kodlu rijit malzemedir (bkz. Şekil 7.11). Rijit malzemenin özelliği şekil değişimine uğramamasıdır. Örneğin, otobüs analizinde kullanılan sarkaç plakası ve direksiyon sistemi rijit malzeme ile modellenmiştir.

***MAT_RIGID_(TITLE) (3)**

TITLE							
rigid_pendulum							
1	MID	RO	E	PR	N	COUPLE	M
	1	7.850e-009	2.100e+005	0.3000000	0.0	0	0.0
2	CMO	CON1	CON2				
	0.0	0	0				
3	LCO OR A1	A2	A3	V1	V2	V3	
	0.000	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	

Şekil 7.11. *MAT_20 malzeme kartı.

7.2.4. Temas tanımlaması

Yapılan çarpışma analizlerinde iki farklı temas tanımlaması kullanılmıştır. Bu temas tanımlamaları otomatik temas tanımlamalarıdır. Otomatik temas tanımlamasının kullanılmasının nedeni özellikle çarpışma analizlerinde büyük deformasyonların ortaya çıkıyor olması ve temasın nerede ve ne şekilde meydana geleceğinin önceden belirlenebilmesi çok zor olmasıdır [43].

Ls-Dyna sayısal modelinde parçaların birbirleri ile olan teması ve her bir parçanın kendi iç teması ile tüm parçalar ile sarkaç arasındaki temas ayrı ayrı tanımlanmıştır. Her bir parçanın kendi iç temasını ve parçalar arasındaki teması tanımlamak için *CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE temas tanımlaması kullanılmıştır. Bu temas tanımlamasına ilişkin temas kartı Şekil 7.12'de görülmektedir. Ayrıca otobüs gövdesini oluşturan tüm parçalar ile sarkaç plakası arasındaki temas tanımlaması ise *CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE kullanılarak gerçekleştirilmiştir (bkz. Şekil 7.13).

***CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE_(ID/TITLE/MPP) (1)**

CID	TITLE							
2								
1	SSID	MSID	SSTYP	MSTYP	SBOXID	MBOXID	SPR	MPR
	1	0	2	0	0	0	0	0
2	FS	FD	DC	VC	VDC	PENCHK	BT	DT
	0.3000000	0.2000000	0.0	0.0	10.0000000	0	0.0	1.000e+020
3	SFS	SFM	SST	MST	SFST	SFMT	FSF	VSF
	1.0000000	1.0000000	0.0	0.0	1.0000000	1.0000000	1.0000000	1.0000000
			<input type="checkbox"/> A	<input checked="" type="checkbox"/> AB	<input type="checkbox"/> ABC			
A	SOFT	SOFSC	LCIDAB	MAXPAR	SBOPT	DEPTH	BSORT	FRCFRQ
	2	0.1000000	0	1.0250000	2.0	2	0	1
B	PENMAX	THKOPT	SHLTHK	SNLOG	ISYM	I2D3D	SLDTHK	SLDSTF
	0.0	0	0	0	0	0	0.0	0.0

Şekil 7.12. AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE temas tanımlaması.

Her iki temas tanımlaması için statik ve dinamik sürtünme katsayıları (FS ve FD) sırasıyla 0,3 ve 0,2 olarak belirlenmiştir. Ayrıca temastaki viskoz sönümleme parametresi (VDC) 10 olarak seçilmiştir. Bu değer, kritik sönümlemenin % 10'u kadar bir sönümleme olacağı anlamına gelmektedir.

***CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE_(ID/TITLE/MPP)_THERMAL (1)**

CID	TITLE							
1								
			<input type="checkbox"/> MPP1	<input type="checkbox"/> MPP2				
IGNORE	BUCKET	LCBUCKET	NS2TRACK	INIITER	PARMAX	UNUSED	C Parm8	
0	200		3	2	1.0005		0	
CHKSEGS	CHKSEGS	PENSF	GRPABLE					
	0	1.0	0					
1	SSID	MSID	SSTYP	MSTYP	SBOXID	MBOXID	SPR	MPR
	1	10000	2	3	0	0	0	0
2	FS	FD	DC	VC	VDC	PENCHK	BT	DT
	0.3000000	0.2000000	0.0	0.0	10.0000000	0	0.0	1.000e+020
3	SFS	SFM	SST	MST	SFST	SFMT	FSF	VSF
	1.0000000	1.0000000	0.0	0.0	1.0000000	1.0000000	1.0000000	1.0000000

Şekil 7.13. AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE temas tanımlaması.

7.2.5. Sınır şartı tanımlaması

Sınır şartı tanımlamasında yükleme durumu kısıtı yada kinematik sınır şartları söz konusu olabilir. Ls-Dyna'da sınır şartı tanımlaması *BOUNDARY anahtar kelimesi kullanılarak verilir. Bu anahtar kelime içerisinde daha önceden tanımlanmış olan düğüm noktası grupları belirtilerek bu setlere istenilen sınır şartı verilir.

Bu çalışma kapsamında atanan sınır şartları yer değiştirme sınır şartı olup seçilen düğüm noktası gruplarının hareketi kısıtlanmak suretiyle bu sınır şartları uygulanır. Uygulanan sınır şartlarına ilişkin *BOUNDARY kartları Şekil 7.14 ve 7.15'te görülmektedir.

Şekil 7.14'te otobüs gövdesinin sabitlemesi amacıyla kullanılan sınır şartları görülmektedir. Sabitlemenin yapılacağı bölgelerdeki düğüm noktaları seçilerek bu düğüm noktalarından düğüm noktası grubu (NSID) oluşturulmuştur. Burada DOFX, DOFY ve DOFZ değişkenleri her bir eksendeki öteleme serbestlik derecesini, DOFRX, DOFRY ve DOFRZ değişkenleri ise dönel serbestlik derecesini ifade etmektedir. Serbestlik derecelerini tanımlayan değişkenlerin alabilecekleri değer 0 ve 1'dir. Serbestlik derecesi değişkeninin 0 olması, belirtilen doğrultuda herhangi bir hareket kısıtı olmadığı, başka bir ifadeyle parçanın o doğrultuda hareketine müsaade edildiği anlamına gelmektedir. Serbestlik derecesi değerinin 1 olması ise belirtilen doğrultuda kısıt olduğu dolayısıyla ilgili düğüm noktalarının hareketinin tamamıyla kısıtlandığı anlamına gelir.

*BOUNDARY_SPC_SET_ID (2)								
ID	TITLE							
1	NSID	CID	DOFX	DOFY	DOFZ	DOFRX	DOFRY	DOFRZ
2	0	1	1	1	1	1	1	1

Şekil 7.14. Otobüsün sabitlemesi için sınır şartı tanımlaması.

Şekil 7.15'te ise sarkaç plakasının etrafında döneceği eksenin belirlenmesi adına yapılmış sınır şartı tanımlaması görülmektedir. Sarkaç sadece y eksenini etrafında dönme hareketi yapabilmektedir. Dolayısıyla y eksenini etrafındaki dönme hareketini tanımlayan DOFRY değişkeni 0 olarak seçilmiş ve sarkacın y eksenini etrafında dönme hareketi yapmasına müsaade edilmiştir. Bunun yanında, diğer eksenlerdeki dönme hareketi kısıtlanmıştır.

*BOUNDARY_SPC_SET_ID (2)								
ID	TITLE							
1	NSID	CID	DOFX	DOFY	DOFZ	DOFRX	DOFRY	DOFRZ
1	0	0	1	1	1	1	0	1

Şekil 7.15. Tek ekseninde dönebilen sarkaç için sınır şartı tanımlaması.

7.2.6. Rijit duvar tanımlaması

Ls-Dyna'da düzlem, dörtgen prizma, silindir ve küre şeklinde rijit duvar tanımlaması yapılabilmektedir. Değişik geometrik şekillerde tanımlanan rijit duvar sabit olarak modellenebileceği gibi hareket halinde de olabilir. Örneğin bir otomobil için çarpışma analizi yapılacak ise durağan haldeki rijit duvar kullanılarak ve araca hız tanımlaması yapılarak çarpışma gerçekleştirilebileceği gibi kütlesi ve hızı belirlenmiş hareketli rijit duvarın durağan haldeki araca çarptırılmasıyla da analiz gerçekleştirilebilir. Rijit olmasından dolayı çarpışma sonucunda deformasyona uğramayacak olan duvar tanımlanan enerjisini de tümüyle modele aktarabilecektir.

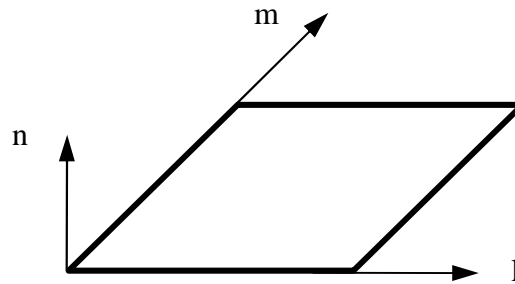
Çalışmalar kapsamında incelenen enerji yutucuların analizleri rijit duvar tanımlaması kullanılarak yapılmıştır. Ezilme davranışı belirlenecek olan enerji yutucu geometrileri sabit tutulmuş ve *RIGIDWALL_PLANAR_MOVING_FORCES anahtar kelimesi kullanılarak hareketli rijit duvar tanımlaması yapılmıştır. Bu tanımlamanın yapıldığı kart Şekil 7.16'da görülmektedir.

*RIGIDWALL_PLANAR_MOVING_FORCES (1)							
1	ID	TITLE					
		0					
2	NSID	NSIDEX	BOXID	OFFSET	BIRTH	DEATH	RWKSF
	0	0	0	0.0	0.0	1.000e+020	1.0000000
3	XT	YT	ZT	XH	YH	ZH	FRIC
	182.00000	0.0	0.0	181.00000	0.0	0.0	0.3000000
4	MASS	VO					
	1500.0000	9.0000000					

Şekil 7.16. Rijit duvar tanımlaması.

Rijit duvarın konumlandırılmasına ilişkin bazı koordinat tanımlamaları yapılmalıdır. Şekil 7.17.'de rijit duvar koordinat sistemi görülmekte olup bu koordinat sisteminde duvarın normali (n vektörü) duvarın hareket yönünde olmalıdır. Rijit duvarın konumunu ve yönünü belirleyen normal vektörün koordinatları şu şekildedir;

- XT : Duvarın normal vektörünün (n) kuyruk kısmının x koordinatı
- YT : Duvarın normal vektörünün (n) kuyruk kısmının y koordinatı
- ZT : Duvarın normal vektörünün (n) kuyruk kısmının z koordinatı
- XH : Duvarın normal vektörünün (n) baş kısmının x koordinatı
- YH : Duvarın normal vektörünün (n) baş kısmının y koordinatı
- ZH : Duvarın normal vektörünün (n) baş kısmının z koordinatı



Şekil 7.17. Rijit duvar koordinat sistemi.

Konumu ve yönü belirlenen rijit duvar için kütle ve sabit ilk hız tanımlaması sırasıyla MASS ve VO değişkenleri kullanılarak yapılmaktadır. Ayrıca rijit duvar ile temas yüzeyi arasındaki ara sürtünme FRIC değişkeni ile tanımlanmaktadır. Sürtünme

değeri FRIC=0 alınarak ihmal edilebilir, temastan sonra kayma olmadığı varsayılarak FRIC=1 alınabilir veya 0 ile 1 arasındaki Coulomb sürtünme katsayıları atanabilir.

7.2.7. Veri tabanı tanımlamaları

Ls-Dyna'da yapılan bir analiz sırasında hangi verilerin depolanacağı ve çıktı olarak yazdırılacağı *DATABASE anahtar kelimesi ile kontrol edilmektedir. ASCII (*American Standard Code for Information Interchange* - Bilgi Değişimi için Amerikan Standart Kodlama Sistemi) seçeneği sayesinde analiz sonucunda toplanacak veriler seçilebilmektedir. *DATABASE_OPTION anahtar kelimesi altında yer alan çıktı dosyalarından bazıları Çizelge 7.2'de görülmektedir. Seçilen bu çıktı dosyaları için zaman aralığı değeri seçilmeli ve istenilen verinin hangi sıklıkla dosyaya yazdırılacağı belirtilmelidir.

Çizelge 7.2. Ls-Dyna'da veri tabanı tanımlamaları.

Seçenek	Açıklama
GCEOUT	temas enerjileri
GLSTAT	global veri (enerji değerleri, hız bileşenleri, % kütle artışı)
MATSUM	malzeme enerjileri
NCFORC	düğüm arayüz kuvvetleri
RBDOUT	rijit uzuv verisi
RCFORC	bileşke arayüz kuvvetleri
SECFORC	kesit kuvvetleri
SLEOUT	arayüz enerjileri

8. ENERJİ YUTUCU SAYISAL ANALİZLERİ

Tez kapsamında yürütülen enerji yutucuların sayısal analizleri bu bölümde anlatılacaktır. Enerji yutucular için yapılan sayısal çalışmalar, enerji yutucuların çarpışma analizine tabi tutularak çeşitli parametrelerin enerji Emilimi üzerine olan etkilerinin incelenmesini içermektedir.

Enerji yutucular ile ilgili yapılan çalışmada aksenal darbe yükü altındaki ince çeperli düz ve konik yapıdaki kabuk elemanların ezilme davranışları farklı enerji yutucular için sistematik olarak belirlenmiş ve karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu enerji yutucu yapıların tasarımındaki temel parametreler kesit geometrisi, et kalınlığı ve yarı koniklik açısı olarak belirlenmiştir. Ayrıca kesit geometrisi olarak dairesel, kare ve altıgen kesitler kullanılmıştır.

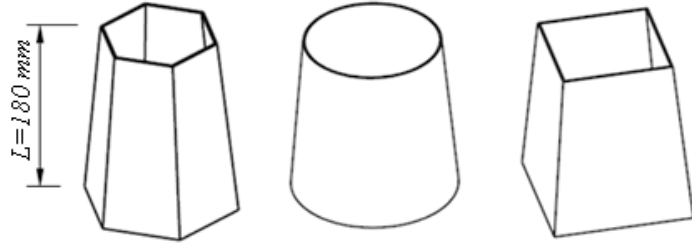
Bu çalışmanın asıl amacı, yarı-koniklik açısı, et kalınlığı ve kesit geometrisi gibi çeşitli geometrik parametrelerin ince çeperli yapıların enerji yutma karakteristiği üzerindeki etkilerini belirlemektir. Bu amaçla, aksenal darbe yükü altındaki ince çeperli enerji yutucuların ezilme davranışları açık sonlu eleman kodu olan Ls-Dyna yazılımı kullanılarak belirlenmiştir. Sonlu eleman simülasyonlarında, enerji yutucu bu yapılar bir uçlarından sabitlenmiş ve diğer uçlarından ECE R-29 yönetmeliğinde belirtilen darbe enerjisini sağlamak için gerekli olan kütle ve hıza sahip rijit duvar ile Ls-Dyna yazılımı kullanılarak çarpıştırılmışlardır. Ayrıca hazırlanan sonlu eleman modeli literatürde mevcut olan modeller ile doğrulanmış ve böylelikle test ile doğrulama işlemine bu aşamada gerek kalmamıştır.

Yapılan çarpışma analizlerinden sonra, farklı kesit geometrisi, et kalınlığı ve yarı koniklik açısına sahip enerji yutucu yapıların enerji yutma karakteristikleri ve ezilme kuvvetleri elde edilmiştir. Maksimum ezilme kuvveti, ortalama ezilme kuvveti, ezilme kuvveti verimi ve özgül enerji Emilimi değerleri 100 mm'lik bir deformasyon miktarı için elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçları, kare kesite sahip modelin üç kesit geometrisi içinde en az ezilme kuvveti verimine sahip olduğunu göstermiştir. Buna karşın, ezilme kuvveti ve özgül enerji Emilimi göz önünde

bulundurularak $12,5^\circ$ yarı koniklik açısı ve 2 mm et kalınlığına sahip dairesel kesitli modelin en verimli model olduğu sonucuna varılmıştır. Son olarak da, modeller üzerinde malzeme çıkarma ve kıvrım oluşturma işlemleri yapılarak maksimum ezilme kuvvetleri düşürülmeye çalışılmıştır.

8.1. Tasarım Değişkenleri

Ezilme elemanlarının enerji yutma karakteristiklerini karşılaştırmak için temel olarak üç farklı kesit geometrisi, dairesel, kare ve altıgen, kullanılmıştır. Üç enerji yutucu için de özdeş eleman boyu ve kesit ölçüleri kullanılmıştır. Eksenel enerji yutucu boyu, L , ve dairesel kesitli enerji yutucu çapı, D , sırasıyla 180 mm ve 150 mm olarak alınmıştır. Ayrıca kare modelin bir kenar uzunluğu ve altıgen modelin iç teğet çemberinin çapı da 150 mm olarak seçilmiştir. Dairesel, kare ve altıgen kesitli enerji yutucu geometrileri Şekil 8.1’de görülmektedir.



Şekil 8.1. Altıgen, dairesel ve kare kesitli enerji yutucu geometrileri.

Her bir enerji yutucu için beş farklı et kalınlığı kullanılmıştır. Modellerin et kalınlıkları, 0,5, 1, 1,5, 2 ve 2,5 mm’dir. Ayrıca enerji yutucular hem düz hem de konik olarak modellenmişlerdir. İncelenen konik enerji yutucuların yarı-koniklik açıları 5° , $7,5^\circ$, 10° , $12,5^\circ$ ve 15° ’dir.

8.2. Sonlu Eleman Modeli ve Doğrulama

8.2.1. Sonlu eleman modelinin doğrulanması

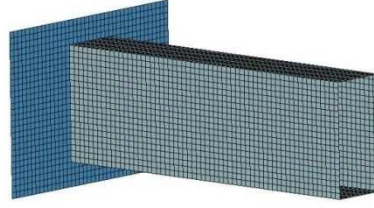
Sonlu eleman modelinin doğruluğundan emin olabilmek için, kullanılmakta olan sonlu eleman modeli düz ve konik modeller için mevcut bir sayısal model ile doğrulanmalıdır. Yapılan çalışma, literatürdeki farklı iki çalışma ile doğrulanmıştır. Düz olan modeller Nagel ve Thambiratnam [24]'in çalışmasına uygun olarak doğrulanmıştır. Konik modeller ise Mamalis [25]'in çalışması ile doğrulanmıştır.

Düz modelin doğrulanması Nagel ve Thambiratnam [24]'in çalışmasında kullanılan aynı geometri, sınır şartları ve darbe hızı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu modelin geometrisi Şekil 8.2'de görülmektedir. Düz modelin malzemesi akma dayanımı 304 MPa olan ve gerçek gerilme-gerinim eğrisi Çizelge 8.1'de olduğu gibi tanımlanan çelik malzemedir. Kullanılan modelin uzunluğu 300 mm ve et kalınlığı 1,5 mm'dir. Ayrıca kesit ölçüleri de [24]'te bahsedildiği üzere 100 mm x 50 mm'dir. Ezilme kutularının arka kısımda sabitlendikleri plaka rijit yapıdadır. Çarpışmada kullanılan ve deformasyonu gerçekleştirecek olan rijit duvar 90 kg'lık bir kütle ve 15 m/s'lik de bir hıza sahiptir. Gerinim hızı etkisinin çelik malzeme üzerine olan etkisi Cowper-Symonds denklemi kullanılarak sonlu eleman modelinde dikkate alınmıştır. Ele alınan Cowper-Symonds denklemi Denklem (8.1)'de görülmektedir.

$$\dot{\epsilon}_p = D \left(\frac{\sigma'_0}{\sigma_0} - 1 \right)^q \quad (\sigma'_0 \geq \sigma_0 \text{ için}) \quad (8.1)$$

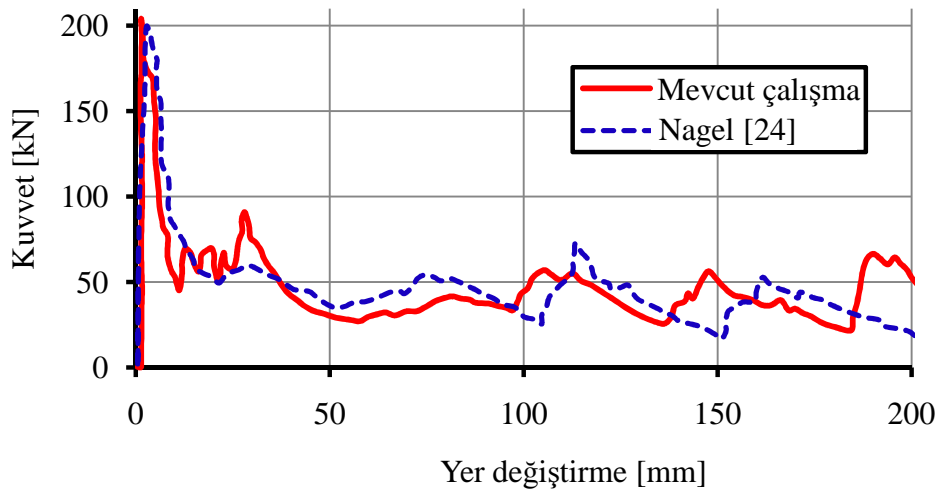
Çizelge 8.1. [24]'te kullanılan çelik malzemeye ait gerçek gerilme-gerinim değerleri.

σ_t [MPa]	304,6	344,19	385,51	424,88	450,39	470,28
ϵ_p	0	0,0244	0,0485	0,0951	0,1384	0,191



Şekil 8.2. Çelik kare borunun sonlu eleman modeli [24].

Burada σ'_0 dinamik akım gerilmesi, ε_p gerinim hızı, σ_0 statik akım gerilmesi ve D ile q gerinim hızı parametreleridir. Denklem (8.1)'de yer alan D ve q parametreleri sırasıyla $6,844 \text{ ms}^{-1}$ ve 3,91 alınmıştır. Bu değerler çelik boruların dinamik ezilmeleri için elde edilmiş değerler olup daha önce yürütülen çalışmalardan alınmıştır [18,44-46]. Sayısal modele ait kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 8.3'te görülmektedir. Kuvvet-yer değiştirme grafiğinde görüldüğü üzere, maksimum ezilme kuvveti 204 kN ve ortalama ezilme kuvveti ise 48 kN'dur. Nagel ve Thambiratnam [24]'ın elde ettikleri değerler ise maksimum ezilme kuvveti için 200 kN, ortalama ezilme kuvveti için 45,5 kN'dur. Oluşturulan sayısal modelde elde edilen sonuçların referans alınan çalışmadakilerle [24] iyi bir şekilde örtüşmektedir. Nagel ve Thambiratnam [24], ayrıca modellerinin 200 mm'lik bir deformasyonda 9,1 kJ enerji emdiğini rapor etmişlerdir. Bu değer sayısal modelde ise 9,6 kJ olarak elde edilmiştir.

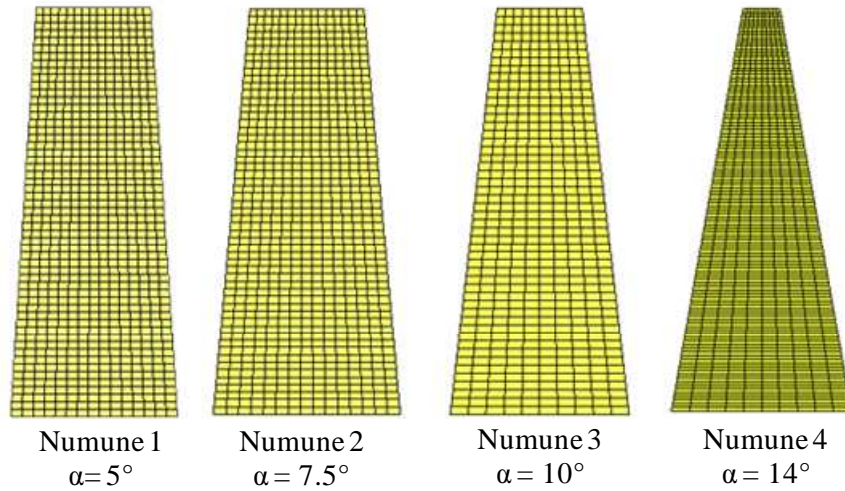


Şekil 8.3. [24]'teki sayısal modelin kuvvet-yer değiştirme grafiğinin doğrulanması.

Konik enerji yutucular için oluşturulan sonlu eleman modeli ise Mamalis [25] tarafından yürütülen çalışmanın sonuçları kullanılarak doğrulanmıştır. Bu çalışmada kullanılan model dikdörtgen kesite sahip bir konik model olup 127 mm uzunluğundadır. Yarı-koniklik açıları 5° , $7,5^\circ$, 10° ve 14° olarak seçilmiştir. Bahsedilen bu dört geometrinin sonlu eleman modeli Şekil 8.4'te görülmektedir. Ayrıca, doğrulama çalışmasında kullanılan modele ait geometrik detaylar Çizelge 8.2'de verilmiştir. Elde edilen sonuçlar ile [24,25]'teki sonuçların karşılaştırılması Çizelge 8.3'te verilmiştir. Elde edilen sonuçların [24,25]'teki sonuçlarla benzer olduğu görülmektedir.

Çizelge 8.2. Doğrulama çalışmasında kullanılan geometrinin detayları [25].

	Numune 1	Numune 2	Numune 3	Numune 4
Taban ölçüleri [mm]	34,5 x 35,6	35,7 x 36,4	26,5 x 27,5	11,7 x 11,6
Tepe ölçüleri [mm]	50,0 x 51,9	58,5 x 59,1	55,8 x 57,2	56,8 x 56,5
Yükseklik [mm]	127	127	127	127
Et kalınlığı [mm]	0,97	1,47	1,6	1,52
Yarı-koniklik açısı [°]	5°	$7,5^\circ$	10°	14°
Kabuk eleman sayısı	3300	3300	2000	4400
Darbeci kütlesi [kg]	60	60	60	60
Darbe hızı [m/s]	6,05	9,1	9,25	8,7



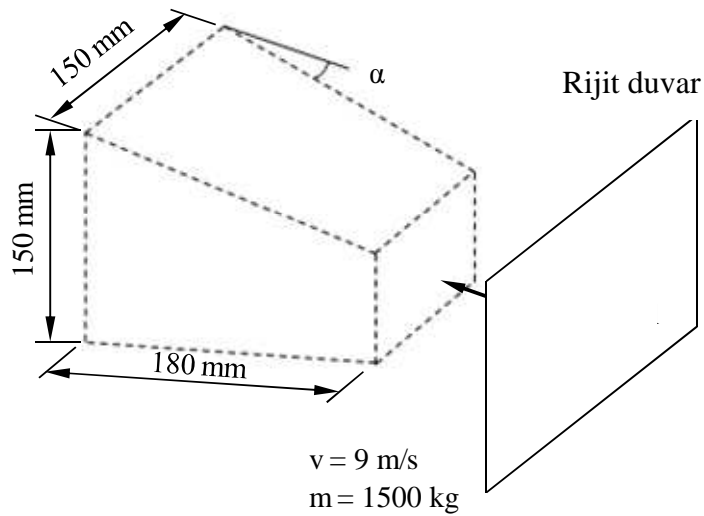
Şekil 8.4. [25]'te modellenen enerji yutucu geometrileri.

Çizelge 8.3. Sonlu eleman modelinin önceden yapılan çalışmalarla karşılaştırılması [24,25].

		Yarı-koniklik açısı (°)			
		5	7,5	10	14
Nagel [24]	ezilme miktarı (mm)	87,9	88,3	84,3	98,5
	toplam enerji emilimi (kJ)	1,08	2,42	2,40	2,29
Mamalis [25]	ezilme miktarı (mm)	89,5	83,5	89,0	90,5
	toplam enerji emilimi (kJ)	1,04	2,67	2,50	2,07
Mevcut çalışma	ezilme miktarı (mm)	88,5	84,3	80,6	95,2
	toplam enerji emilimi (kJ)	1,08	2,45	2,52	2,24

8.2.2. Sonlu eleman modeli

Bu çalışmadaki çarpışma analizleri, açık (eksplisit), doğusal olmayan sonlu eleman kodu olan Ls-Dyna ticari yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Enerji yutucular bir uçlarından sabitlenmiş ve diğer uçlarından da 9 m/s hıza ve 1500 kg kütleyle sahip duvar ile aksenal doğrultuda çarpıştırılmışlardır. Hareketli duvar için belirlenen bu hız ve kütle değerleri 45 kJ enerjii sağlayacak şekilde ECE R-29'a uygun olarak seçilmiştir. Şekil 8.5, enerji yutucu ve rijit duvardan oluşan problem geometrisini göstermektedir. Tasarım parametreleri Çizelge 8.4'te listelenmiştir.



Şekil 8.5. Rijit duvar ve enerji yutucu model geometrisi.

Çizelge 8.4. Enerji yutucular için tasarım parametreleri.

Kesit geometrileri	Dairesel (çap 150 mm)
	Kare (kenar uzunluğu 150 mm)
	Altıgen (iç teğet çemberin çapı 150 mm)
Et kalınlıkları (t)	0,5, 1, 1,5, 2, 2,5 mm
Yarı-koniklik açıları (α)	0°, 5°, 7,5°, 10°, 12,5°, 15°
Uzunluk	180 mm
Rijit duvar hızı	9 m/s
Rijit duvar kütlesi	1500 kg

Sonlu eleman ağında, sonuçlardaki istenilen doğruluk ve analiz süresi de göz önüne alınarak, boyutları 5x5 mm olan dörtgen elemanlar kullanılmıştır. Enerji yutucuların modellenmesinde 4 düğüm noktalı Belytschko-Lin-Tsay kabuk elemanı, kalınlık boyunca 5 entegrasyon noktası ile kullanılmıştır.

Ls-Dyna malzeme kütüphanesinden iki farklı türde malzeme kullanılmıştır (Type 20 ve Type 24). Bunlardan 20 numaralı malzeme türü rijit malzeme olup enerji yutucuların arka kısmında bulunan sabit plakayı tanımlamak için kullanılmıştır. Enerji yutucu elemanlar için 24 numaralı elasto-plastik malzeme türü kullanılmıştır. Kullanılan çelik malzeme için Poisson oranı, yoğunluk ve elastisite modülü sırasıyla, 0,3, 7850 kg/m³, 210 GPa olarak seçilmiştir. Çelik malzemenin plastik bölgedeki gerçek gerilme-gerinim eğrisine ait değerler Çizelge 8.5'te görülmektedir. 24 numaralı malzeme türü ile gerinim hızının etkileri de dahil edilebilmektedir. Burada Cowper-Symonds denklemindeki C ve p sabitleri daha önce yapılan çalışmalarda [47,48] gibi sırasıyla 0,04 ms⁻¹ ve 5 olarak seçilmiştir. Burada bahsedilen C ve p gerinim hızı parametreleri, daha önce Denklem (8.1)'de D ve q olarak ifade edilen değişkenlerdir.

Çizelge 8.5. Çelik malzeme için gerçek gerilme-gerinim değerleri.

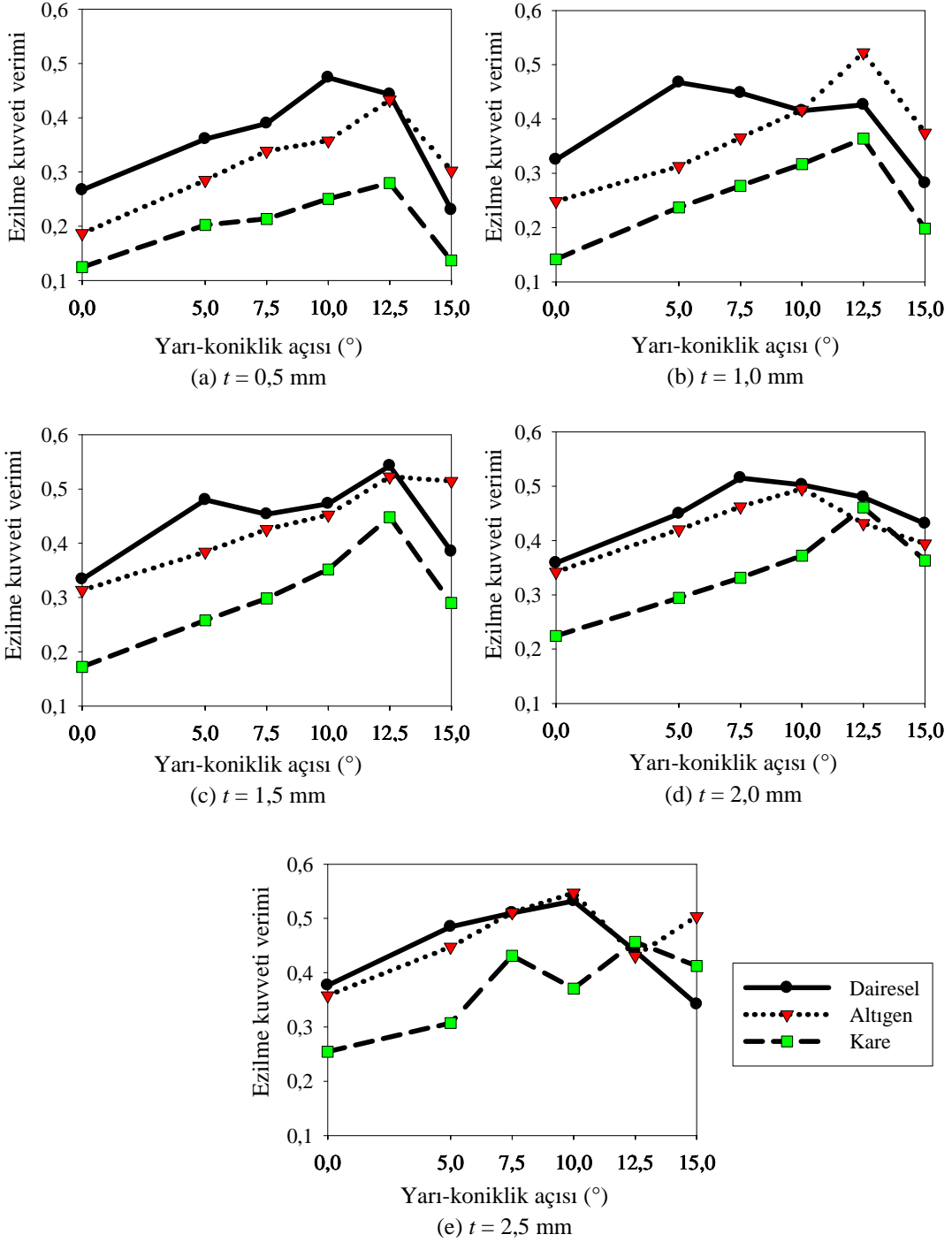
σ [MPa]	331	347	390	427	450	469	501	524	533	533
ϵ	0	0,018	0,0374	0,056	0,075	0,093	0,138	0,18	0,23	0,5

Çelik enerji yutucu için statik ve dinamik sürtünme katsayıları sırasıyla 0,3 ve 0,2 olarak seçilmiştir.

8.3. Enerji Yutucu Analiz Sonuçları

Ls-Dyna'da gerçekleştirilen çarpışma simülasyonları sonucunda emilen enerji ve maksimum ezilme kuvveti değerleri elde edilmiştir. Maksimum ezilme kuvvetleri elde edildikten sonra, Denklem (3.3) kullanılarak 100 mm'lik deformasyon miktarı için ortalama ezilme kuvvetleri hesaplanmıştır. Benzer şekilde ezilme kuvveti verimi değerleri de dairesel, altıgen ve kare kesitli enerji yutucular için her bir yarı-koniklik açısı ve et kalınlığında elde edilmiştir. Ezilme kuvveti verimi - yarı-koniklik açısı grafiği üç farklı kesit ve çeşitli et kalınlıkları için elde edilmiştir (bkz. Şekil 8.6).

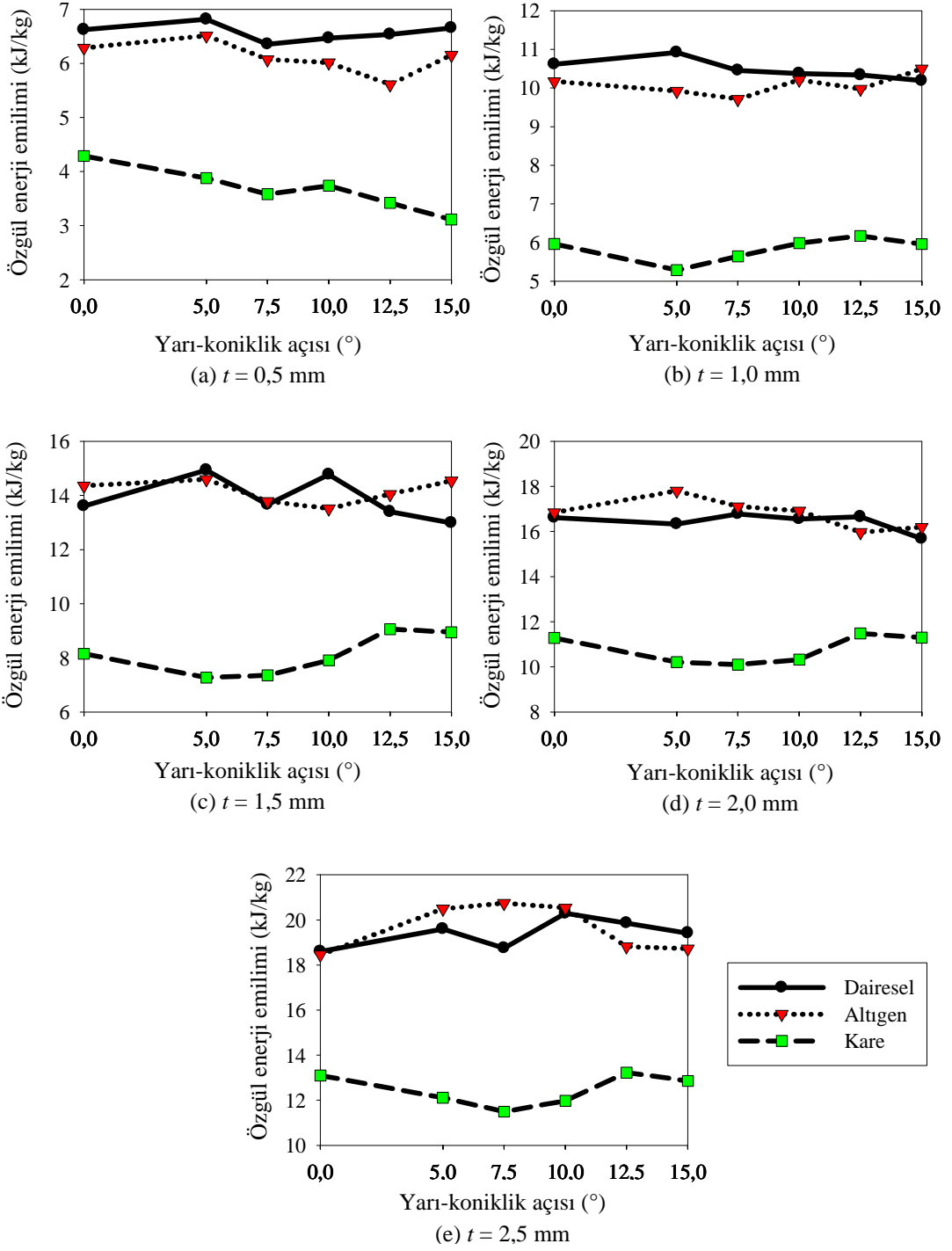
Şekil 8.6'da verilen ezilme kuvveti verimi - yarı-koniklik açısı grafiklerinde görüldüğü üzere, kare kesitli enerji yutucular bütün et kalınlıkları için en düşük ezilme kuvveti verimine sahiptir. Ele alınan üç kesit geometrisi için de konik enerji yutucuların düz olanlardan daha verimli olduğu grafiklerde açıkça görülmektedir. Enerji yutucuların en verimli oldukları yarı-koniklik açısı geometrilere göre farklılık göstermektedir. 0,5 mm et kalınlığı için her ne kadar kare ve altıgen modeller 12,5°'de daha verimli iseler de, dairesel model 10°'de daha verimlidir. Dairesel kesitli model 1 mm et kalınlığı için, 5° yarı-koniklik açısında daha verimli iken, kare ve altıgen kesitli modeller yine 12,5° yarı-koniklik açısında daha verimlidirler. 1,5 mm et kalınlığı için, 12,5° yarı-koniklik açısı dairesel kesit hariç bütün kesit geometrilerinde en yüksek verimliliği vermektedir. Altıgen kesitli model 2 mm et kalınlığı için 10°'de daha verimli iken bu açı kare için 12,5° ve dairesel kesitli model için 7,5°'dir.



Şekil 8.6. Ezilme kuvveti verimi - yarı-koniklik açısı grafikleri: (a) $t = 0,5$ mm, (b) $t = 1,0$ mm, (c) $t = 1,5$ mm, (d) $t = 2,0$ mm, (e) $t = 2,5$ mm.

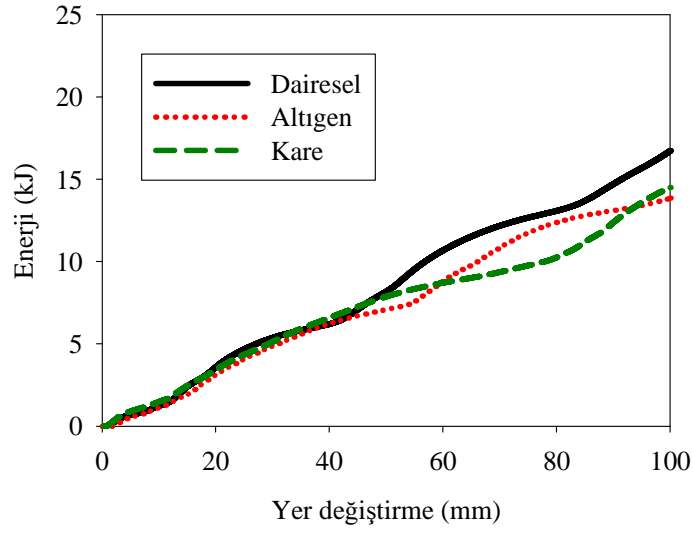
Ezilme kuvveti verimine ek olarak ele alınması gereken diğeri bir parametre ise özgül enerji emilimidir. Enerji yutucu yapının ağırlığa göre verimi özgül enerji emilimi değeri ile saptanabilir. Üç kesit geometrisi için elde edilen özgül enerji emilimi - yarı-koniklik açısı grafikleri Şekil 8.7'de görülmektedir.

Dairesel ve altıgen kesitli enerji yutucular için özgül enerji emilimi - yarı-koniklik açısı grafiklerinin benzer olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, kare kesitli enerji yutucunun özgül enerji emilimi değeri diğeri kesitlerden daha düşüktür. Buradan da kare kesitli modelin tüm kesit geometrileri arasında özgül enerji bakımından en verimsiz enerji yutucu olduğu çıkarılabilir. Altıgen ve dairesele kesitli enerji yutucular karşılaştırıldığında ise dairesele kesitli olan modelin bazı noktalarda daha yüksek enerji emilimi değerlerine sahip olduğu söylenebilir. Özellikle 12,5° yarı-koniklik açısı ile 2 mm et kalınlığına sahip enerji yutucularda dairesele kesitli enerji yutucu altıgen kesitliye göre daha yüksek özgül enerji değerlerine sahiptir. En yüksek özgül enerji emilimine sahip model 2,5 mm et kalınlığına ve 12,5° yarı-koniklik açısına sahip dairesele kesitli modeldir. Fakat 2,5 mm et kalınlığına sahip modelde ezilme kuvveti verimi daha düşük olduğu için 2 mm et kalınlığına ve 12,5° yarı-koniklik açısına sahip enerji yutucunun tercih edilmesi daha mantıklı olacaktır.

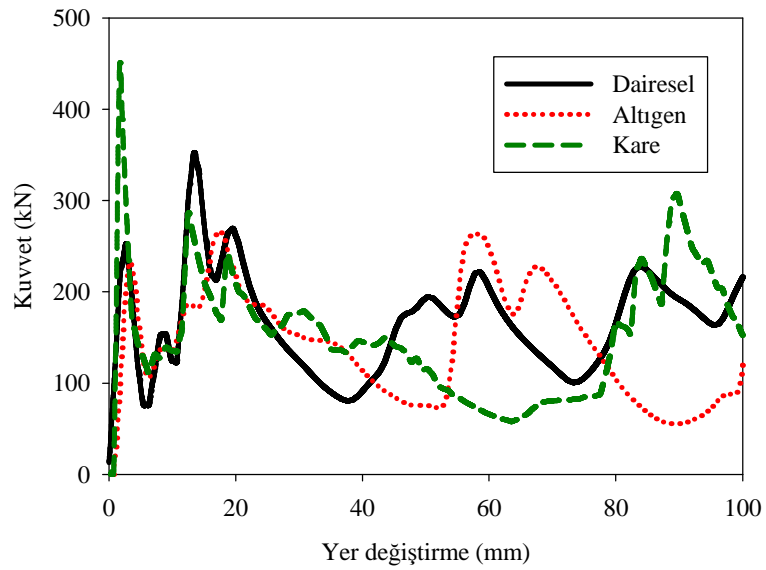


Şekil 8.7. Özgül enerji emilimi - yarı koniklik açısı grafikleri: (a) $t = 0,5$ mm, (b) $t = 1,0$ mm, (c) $t = 1,5$ mm, (d) $t = 2,0$ mm, (e) $t = 2,5$ mm.

Yapılan bu karşılaştırmanın sonucunda, 2 mm et kalınlığına ve $12,5^\circ$ yarı-koniklik açısına sahip dairesel kesitli modelin seçilmesinin hem ezilme kuvveti verimi hem de özgül enerji emilimi bakımından uygun olacağı ortaya konulmuştur. Seçilen bu et kalınlığı ve yarı-koniklik açısı değerinde her bir kesit geometrisi için enerji-yer değiştirme ve kuvvet-yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 8.8 ve Şekil 8.9'da görülmektedir. Ayrıca üç kesit geometrisi için deformasyon şekilleri Şekil 8.10'da gösterilmiştir.

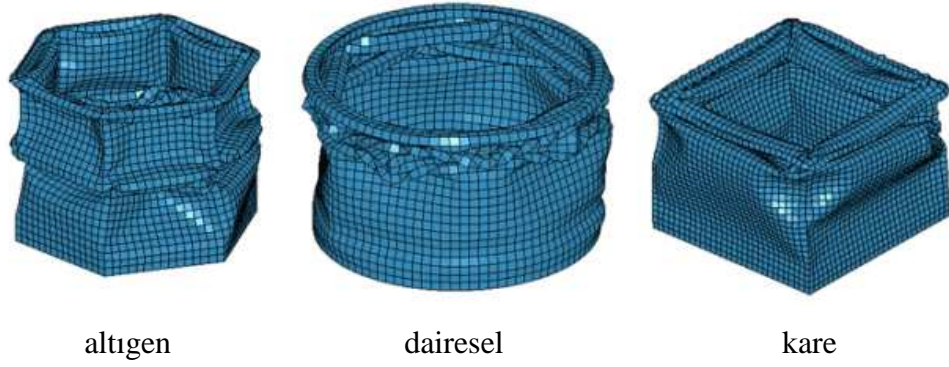


Şekil 8.8. $12,5^\circ$ ve 2 mm'deki üç kesit geometrisi için enerji - yer değiştirme grafiği.



Şekil 8.9. $12,5^\circ$ ve 2 mm'deki üç kesit geometrisi için kuvvet-yer değiştirme grafiği.

Verimli bir enerji yutucu tasarımı elde etme yolundaki bir sonraki aşama, emilen enerji değerlerini mümkün olduğu kadar yüksek tutarak maksimum ezilme kuvveti değerini düşürmektir. Ezilme kuvvetini düşürebilmek için model üzerinde malzeme çıkarma işlemi yapılmış ve geometriler farklı kademe sayılarında kademeli olarak modellenmiştir. Malzeme çıkarılmış ve kademelendirilmiş modellere sırasıyla 'B' ve 'S' ile başlayan isimler verilmiştir.

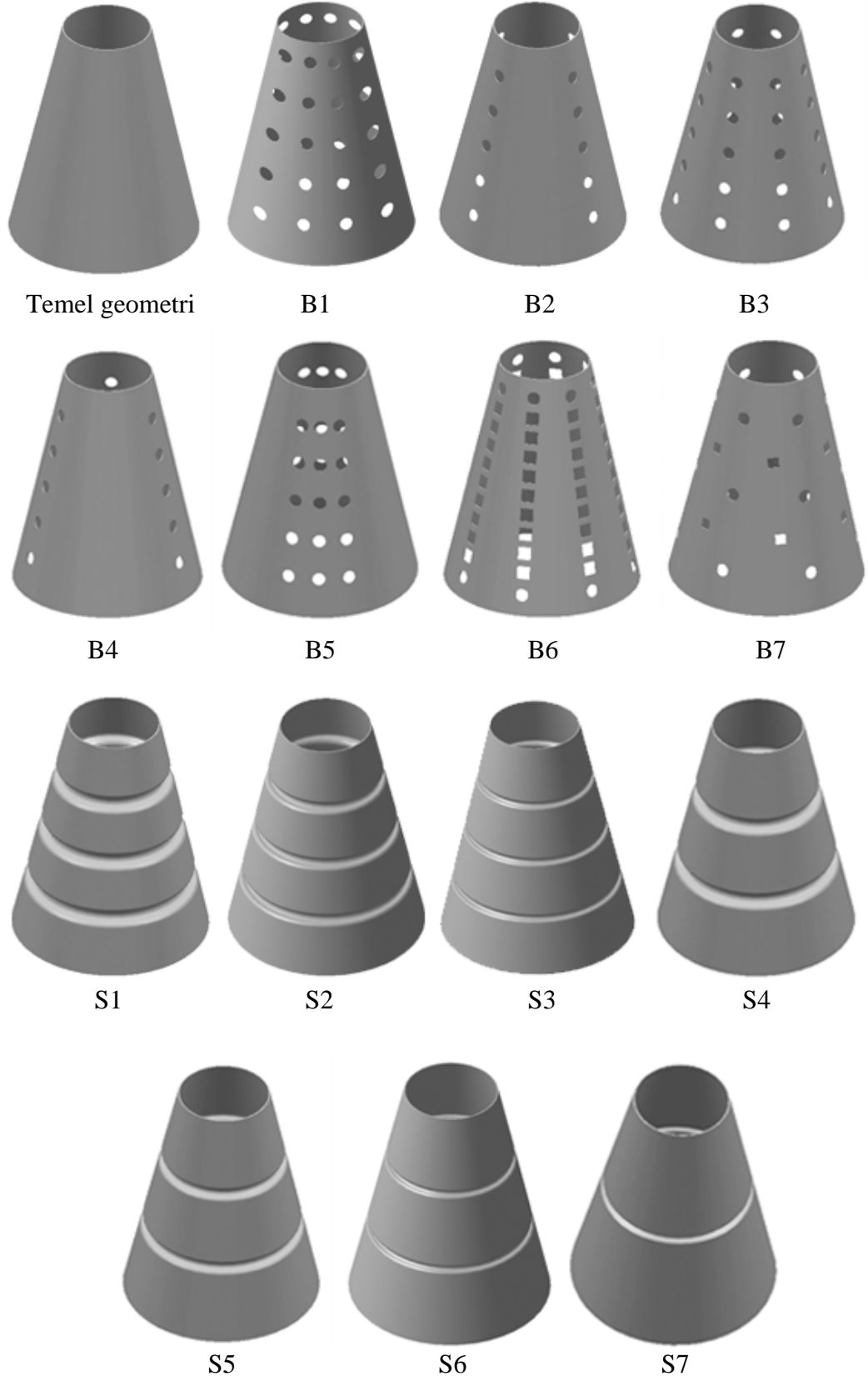


Şekil 8.10. Altıgen, dairesel ve kare modeller için deformasyon şekilleri.

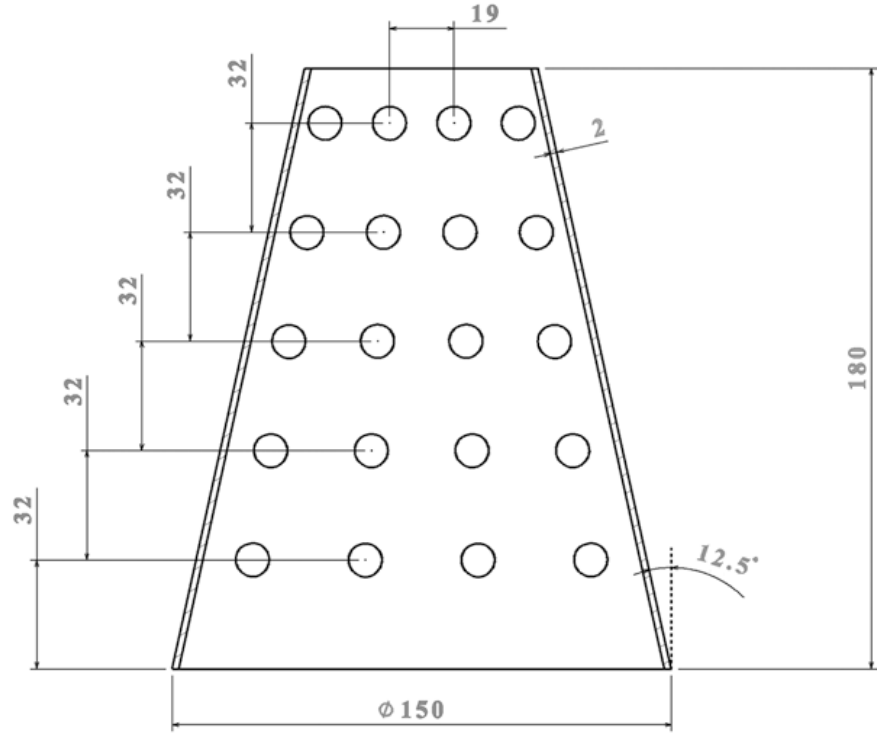
Enerji yutucuları boşluklu ve kademeli olarak modellemenin ardında yatan neden daha iyi maksimum ezilme kuvveti ve ezilme kuvveti verimi elde etmektir. Boşluklu ve kademeli geometrilerden oluşan toplam on dört farklı enerji yutucu oluşturulmuş ve incelenmiştir (bkz. Şekil 8.11). Bu enerji yutucu geometrilerde ait sonuçlar Çizelge 8.6'da gösterilmiştir. İncelenen bu enerji yutucular arasında B1, S2, S3 ve S6 isimli modeller ezilme kuvveti bakımından en verimli modeller olarak bulunmuştur. Bu dört enerji yutucu modele ait detaylı geometriler Şekil 8.12'de gösterilmiştir. B1, S2, S3 ve S6 isimli modellerin enerji-yer değiştirme ve ezilme kuvveti-yer değiştirme grafikleri karşılaştırmalı olarak sırasıyla Şekil 8.13 ve Şekil 8.14'te görülmektedir. Çıkartma ve kademelendirme yapılmamış temel model ile diğer modeller arasındaki farkı görebilmek amacıyla temel model de bu grafiklere dahil edilmiştir.

Çizelge 8.6. Enerji yutucular için sonlu eleman analizi sonuçları.

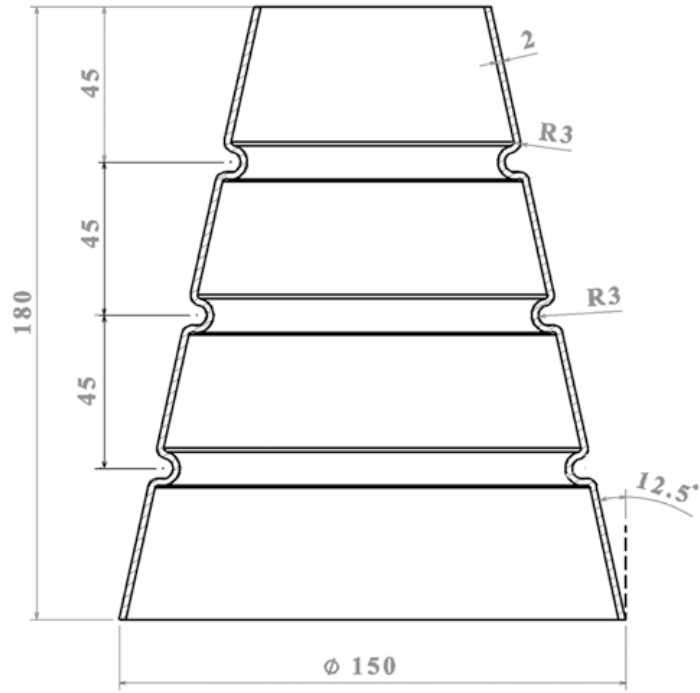
Model adı	Enerji [kJ]	Maksimum ezilme kuvveti (F_{maks}) [kN]	Ortalama ezilme kuvveti (F_{ort}) [kN]	Ezilme kuvveti verimi [%]	Özgül enerji [kJ/kg]
Temel geometri	16,7	352,2	167,5	48	16,65
B1	13,6	259,2	136,0	52	14,41
B2	15,7	325,4	156,5	48	15,96
B3	13,8	314,8	137,9	44	14,37
B4	16,1	330,1	160,7	49	16,31
B5	15,8	318,2	158,1	50	16,30
B6	7,2	266,6	72,2	27	8,29
B7	15,9	320,6	159,2	50	16,43
S1	12,1	208,9	120,9	58	10,91
S2	13,6	236,0	136,3	58	12,77
S3	15,3	211,1	152,8	72	14,58
S4	12,7	228,2	127,1	56	11,86
S5	14,2	263,3	141,5	54	13,54
S6	16,0	242,1	159,9	66	15,49
S7	16,2	281,0	162,3	58	15,96



Şekil 8.11. Düzeltme yapılan enerji yutucu geometrileri.

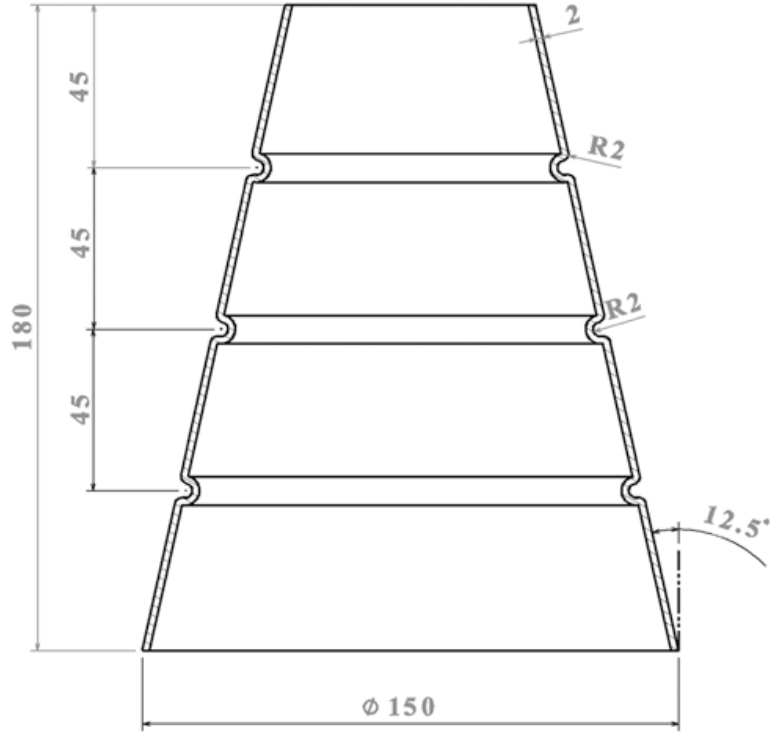


B1

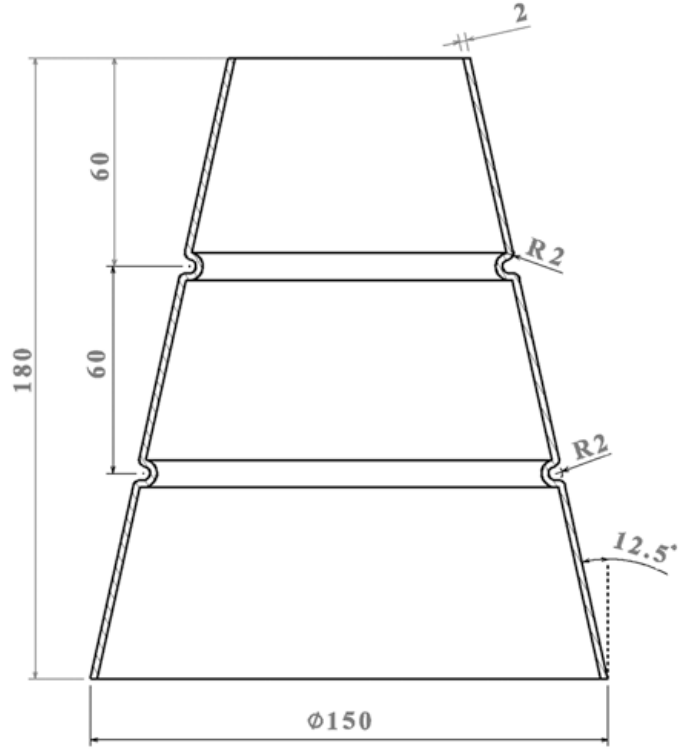


S2

Şekil 8.12. Seçilen enerji yutucuların detaylı geometrileri.

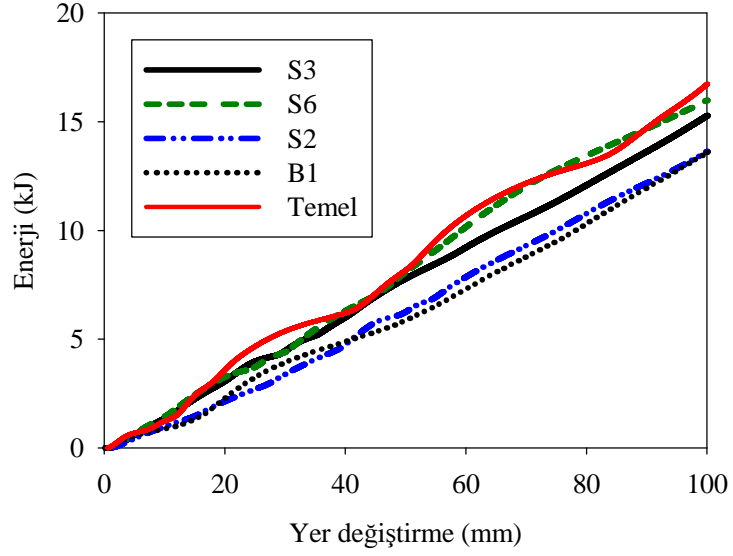


S3

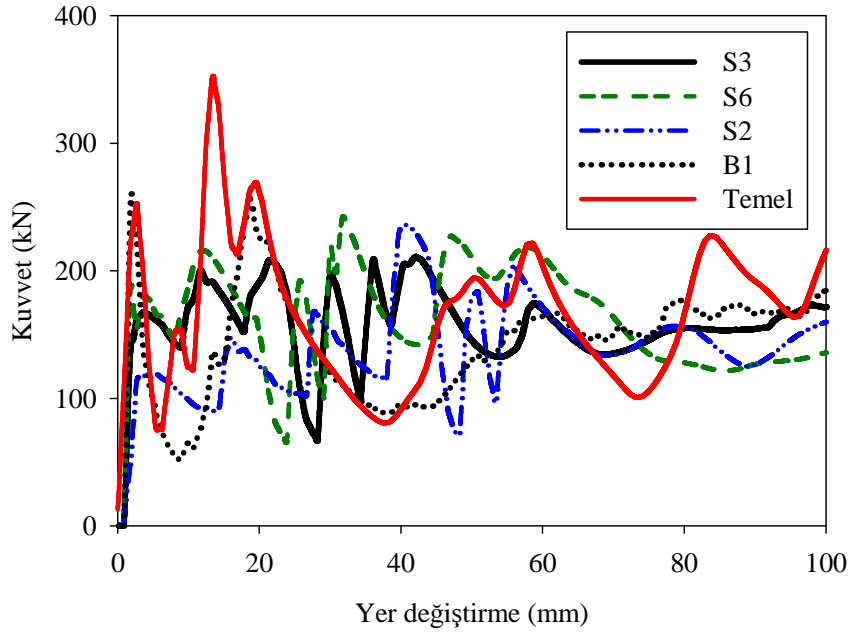


S6

Şekil 8.12 (devam). Seçilen enerji yutucuların detaylı geometrileri.



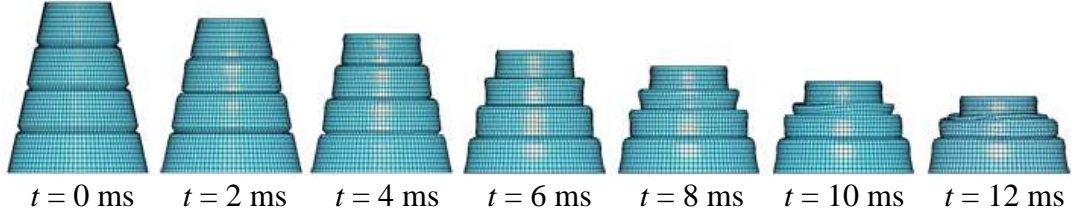
Şekil 8.13. Seçilen modeller için enerji-yer değiştirme grafiği.



Şekil 8.14. Seçilen enerji yutucu geometriler için kuvvet-yer değiştirme grafiği.

Yapılan bu değişikliklerle daha iyi ezilme kuvveti verimi değerleri elde edilmiştir. En yüksek ezilme kuvveti verimine sahip olan model 0,72 (%72) verim değeri ile S3 isimli modeldir (bkz. Çizelge 8.6). Emilen enerji miktarında çok fazla düşüş

yaşanmamasına rağmen maksimum ezilme kuvvetinde önemli bir azalma söz konusudur. Bu modele ait aşamalı ezilme Şekil 8.15'te görülmektedir.



Şekil 8.15. S3 isimli modelin zamanla deformasyonu.

8.4. Sonuçlar ve Değerlendirme

Enerji yutucular üzerine yapılan çalışmada, yarı-koniklik açısı, et kalınlığı ve kesit geometrisinin enerji yutucuların enerji yutma karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yapılan bu çalışma sonucunda, 2,5 mm'den büyük et kalınlıklarındaki enerji yutucularda çok yüksek maksimum ezilme kuvvetleri ortaya çıktığı görülmüş ve bu yüzden 3 ve 4 mm et kalınlıklı modeller bu çalışmaya dahil edilmemiştir.

Farklı et kalınlığı ve farklı yarı-koniklik açısına sahip üç kesit geometrisi (kare, altıgen ve dairesel kesitler) arasında yapılan karşılaştırma sonucunda, 12,5° yarı-koniklik açısı ve 2 mm et kalınlığına sahip dairesel kesitli model en verimli enerji yutucu olarak bulunmuştur. Ancak bu model için bile maksimum ezilme kuvveti değerleri yüksek olduğu ve düşürülmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Maksimum ezilme kuvvetlerini düşürmek için model üzerinde bazı değişiklikler yapılmıştır. Bu değişiklikler, malzeme çıkartma ile boşluk oluşturma ve eksenel doğrultuda modele kıvrım kazandırmayı kapsamaktadır. Yapılan bu değişiklikler, maksimum ezilme kuvvetinde düşüş ile sonuçlanmış ve bazı modeller için daha iyi ezilme kuvveti verimi değerleri elde edilmiştir. Çıkartma yapılmış ve kıvrım kazandırılmış modellerde özgül enerji değerlerinde çok önemli bir fark olmamasına rağmen, maksimum ezilme kuvvetlerinde önemli farklılıklar ile karşılaşmıştır. Çıkartma yapılmış modellerde elde edilen maksimum ezilme kuvvetleri, kademelendirilmiş modellerdekenden daha yüksektir. Çünkü deformasyon sırasında kıvrımların

oluşması için gerekli olan kuvvet çıkartma yapılmış modelde daha yüksektir. Çıkartma yapılmış modellerde en yüksek ezilme kuvveti verimi 0,50 olarak elde edilmiştir. Bunun yanında, kademeli enerji yutucularda ezilme kuvveti verimi çıkartmalı modellerden daha fazladır ve en yüksek ezilme kuvveti verimi S3 isimli modelde elde edilmiş olup bu değer 0,72 (% 72)'dir (bkz. Şekil 8.10 ve Şekil 8.11).

Kademeli modellerde daha düşük maksimum ezilme kuvveti ve yüksek ezilme kuvveti verimi elde edilmesinin sebebi kıvrım bölgelerinde kontrollü bir deformasyonun gerçekleşmesidir. Kıvrımlar, plastik deformasyonun daha kolay ve önceden belirlenmiş bir şekilde gerçekleşmesini sağlamaktadır.

Sonuç olarak, elde edilen sonuçlar kademeli olarak modellenen enerji yutucuların çarpışma güvenliği uygulamalarında kullanılmasının avantajını ortaya koymuştur.

9. OTOBÜS ÇARPIŞMA TESTİ VE ANALİZLERİ

Bu bölümde, çarpışma testi için tasarlanan ve kurulan test düzeneğinden, aracın test düzeneğine bağlanmasından, testin yapılışından ve Ls-Dyna ile gerçekleştirilen çarpışma analizlerinden bahsedilecektir. Ayrıca sayısal modelin test ile doğrulanması üzerinde durulacak ve doğrulanmış sayısal model kullanılarak çarpışma analizleri gerçekleştirilecektir.

9.1. Deneysel Çalışma

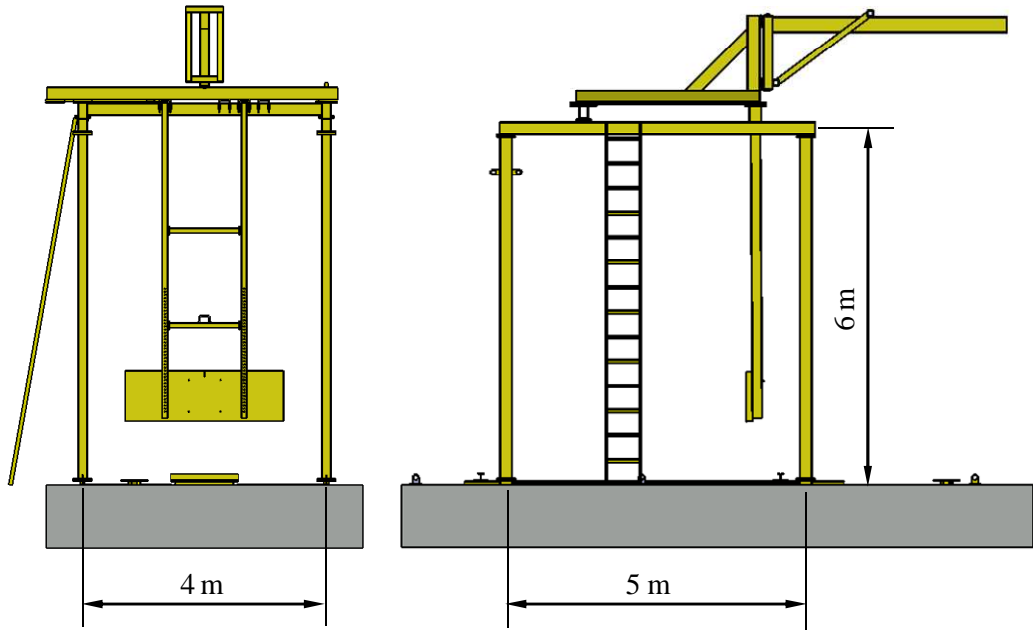
9.1.1. ECE R-29'a uygun sarkaç test düzeneği

Önden çarpışma kaza durumunu test edebilmek için ECE R-29 yönetmeliğinde belirtilen test şartlarını sağlayacak şekilde sarkaç test düzeneği tasarlanmış ve kurulmuştur. Daha önce bahsedildiği gibi sarkaç plakasının kütlesi 1500 kg olup gerekli olan darbe enerjisini sağlayabilmek için sarkaç plakası gerekli yüksekliğe elektrikli monoray vinç ile kaldırılmakta ve pimli sökülebilir bir bağlantı yardımıyla ilk konumundan serbest bırakılmaktadır. Ayrıca sarkaç plakasını test düzeneğine bağlayan kollar uzayıp kısalabilmekte ve böylelikle düşey konumdayken sarkaç plakasının sürücü koltuğunun R-noktasına göre yüksekliği ayarlanabilmektedir.

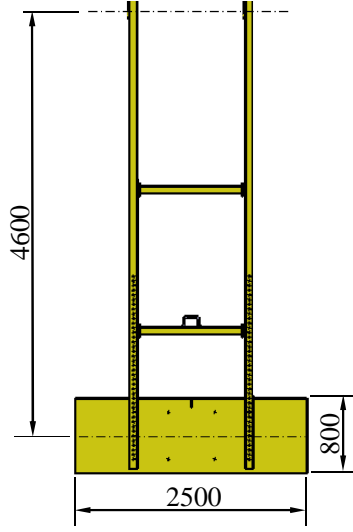
ECE R-29 yönetmeliği esas alınarak tasarlanan test düzeneğinin genel görünümü Şekil 9.1'de görülmektedir. 1 m derinliğinde beton bir zemin ve ankraj üzerine oturtulmuş olan test düzeneği 6 m yüksekliğe ve 4 m genişliğe sahiptir (bkz. Şekil 9.2). Sarkaç plakası, ECE R-29'da tanımlandığı üzere, 2500 mm genişliğe ve 800 mm yüksekliğe sahip, 1500 kg kütleli bir plakadır (bkz. Şekil 9.3).



Şekil 9.1. Sarkaç test düzeneğinin genel görünümü.



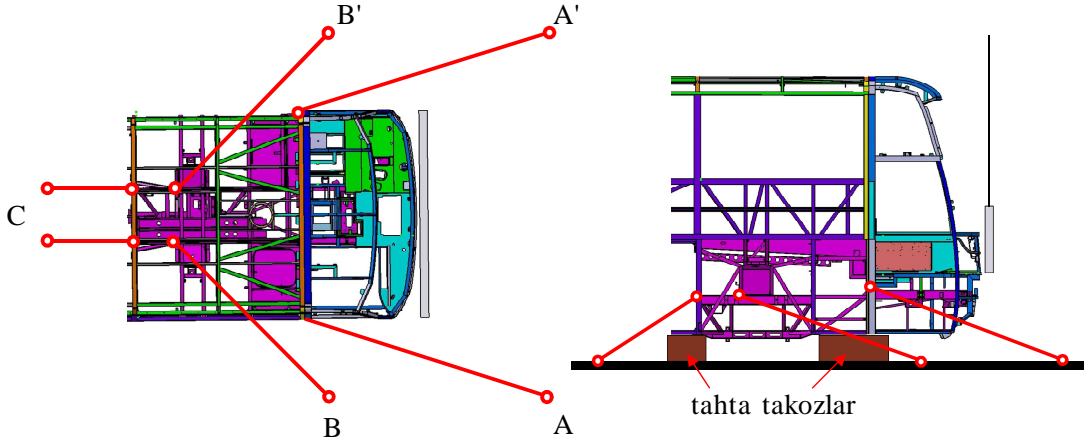
Şekil 9.2. Sarkaç test düzeneğinin katı model çizimi (önden ve yandan görünüm).



Şekil 9.3. Sarkaç plakasının genel görünümü (ölçüler mm'dir).

9.1.2. Otobüsü test düzeneğine bağlama ve testin yapılışı

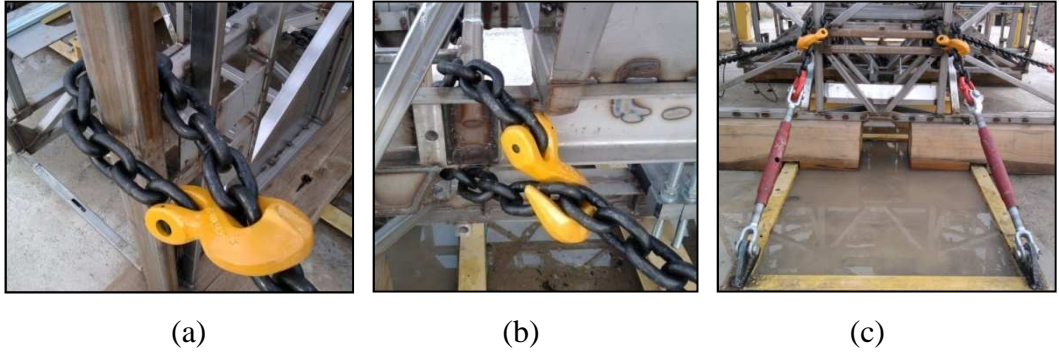
ECE R-29 yönetmeliğine göre aracın nasıl bağlanması gerektiği Bölüm 6.1'de anlatılmıştır. Test edilecek araç tam şasi genişliğindeki tahta takozlar üzerine oturtulmuştur. Bu takozların yüksekliği 240 mm ve genişliği 300 mm olarak belirlenmiştir. Bu yükseklik değeri, araç takoz üzerine oturtulduğu zaman sürücü koltuğunun R-noktası ile sarkaç plakasının ağırlık merkezi arasındaki 50 mm'lik yükseklik farkını sağlayacak olan değerdir. Aracı test düzeneğine sabitlemek için bağlandığı bölgeler ve zincirli bağlantı şekilleri Şekil 9.4 ve Şekil 9.5'te görülmektedir.



Şekil 9.4. ECE R-29'a göre yapılan zincir bağlantıları.

Şekil 9.4'te gösterilen bağlantılar kısaltmalı kancalı çelik zincir ve gerdirmeli bağlantılar olup bağlantıyı oluşturan zincir, kanca, U mapa kilit ve gerdirmeler kopmadan 8 tonluk çekme yüküne dayanabilmektedirler. Otobüs üzerinde belirlenen bağlantı bölgelerindeki uygun profillerin çevresine çelik zincir dolanmış ve kısaltma kancaları ile zincir bağlantısı yapılmıştır. Bağlantının yeteri kadar gergin olabilmesi için zincirin diğer ucuna iki uç çatal çelik dövme gerdirme konulmuştur. Gerdirmeyi zemindeki mapaya bağlayabilmek için de U mapa kilit kullanılmıştır.

Aracı sabitlemek amacıyla kullanılan zincir bağlantıları için ECE R-29'da belirtilen kısıtlar göz önünde bulundurulmuştur. Şekil 9.4'te görülen A ve A' halatlarının gergin haldeyken izdüşümlerinin yatay düzlemde araç eksenini ile yaptıkları açı 10° , düşeyde yaptıkları açı ise 25° 'den azdır. B ve B' halatlarının gergin haldeyken izdüşümlerinin yatay düzlemde araç eksenini ile yaptıkları açı 25° ile 45° arasındadır ve düşeyde yaptıkları açı ise 20° 'den azdır. Ayrıca C noktasından bağlanan halatın düşeyde yaptığı açı 15° 'den fazla olmayacak şekilde ayarlanmıştır. Bu bağlantı bölgelerinin detaylı görünüşü Şekil 9.5'te görülmektedir.



Şekil 9.5. Zincir bağlantıları; (a) A bağlantısı, (b) B bağlantısı, (c) C bağlantısı.

ECE R-29 yönetmeliğinde belirtilen 45 kJ değerindeki darbe enerjisini sağlayabilmek için sarkaç plakası ağırlık merkezinin yerden yüksekliği 3,9 m olacak şekilde elektrikli monoray vinç ile kaldırılmıştır. Ağırlığın kaldırılan seviyeden serbest bırakılabilmesi için pimli sökülebilir bir bağlantı mevcuttur. Pimin bağlı olduğu halat çekilerek ağırlığı kaldıran vinç kancası boşa çıkartılarak ağırlığın serbest bırakılması sağlanmaktadır. Ağırlığın istenilen seviyeden bırakılmasıyla

birlikte yüksek hızlı kamera tetiklenmiş ve çarpışma anı kaydedilmeye başlanmıştır. Sarkacın serbest bırakıldığı konum ve testin yapılış anı Şekil 9.6’da görülmektedir.

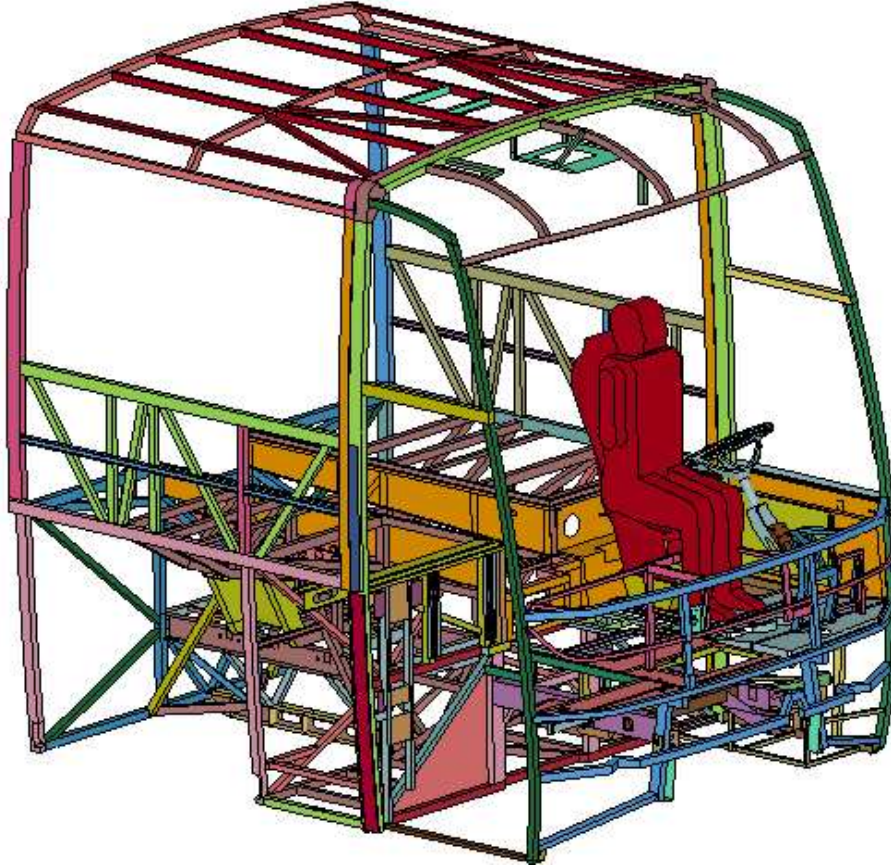


Şekil 9.6. Sarkaç testinin yapılış anı.

9.2. Otobüs Sayısal Modeli ve Test ile Doğrulama

9.2.1. Otobüs sonlu eleman modeli

Otobüs gövdesinin katı modeli CATIA V5 ile oluşturulmuş ve ANSA yazılımı ile de sonlu eleman ağı örülmüştür. Çarpışma analizleri açık doğrusal olmayan sonlu eleman kodu Ls-Dyna ile gerçekleştirilmiştir. Çarpışma analizi, ECE R-29 yönetmeliğinde belirtilen kriterlere uygun olarak 1500 kg kütleli sarkaç ile gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan sonlu eleman modeli, otobüs ön gövdesi, ön şasi, alt şasi, yan duvarlar, çatı, direksiyon sistemi ve sürücü koltuğundan oluşmaktadır. Oluşturulan otobüs sonlu eleman modeli 550.076 düğüm noktası ve 544.378 kabuk elemandan oluşmaktadır. Otobüs geometrisini oluşturan kabuk elemanların 101.927 tanesi rijit, 442.451 tanesi deforme edilebilir elemanlardır. Analizi yapılan otobüsün sonlu eleman modeli Şekil 9.7’de görülmektedir.



Şekil 9.7. Otobüs sonlu eleman modeli.

Sonlu eleman ağını oluşturan dörtgen kabuk eleman boyutları kritik olmayan bölgeler için 10 mm olarak belirlenmiştir. Daha hassas sonuçlara ihtiyaç duyulan bölgelerde ise eleman boyutu 2 mm'ye kadar düşürülmüştür. Daha ufak ađ yapısına sahip olan bölgeler otobüs gövdesinin n kısmını oluşturan ve darbeye ilk olarak maruz kalan profiller olup özellikle n kısıma yerleştirilen enerji yutuculardır. Sonlu eleman ağını oluşturan elemanlar kalınlık boyunca 5 integrasyon noktasına sahip 4-düğüm noktalı Belytscko-Lin-Tsay kabuk elemanlardır.

Otobüs gövdesi ve sarkaç için Ls-Dyna malzeme kütüphanesinden farklı malzeme tanımlamaları kullanılmıştır. Rijit yapıda olan sarkaç için *MAT_RIGID (Type 20) rijit malzeme tanımlaması yapılırken diğer parçalar için *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY (Type 24) ve *MODIFIED_MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY (Type 123) malzeme modelleri kullanılmıştır. Otobüs gövdesini oluşturan parçalar için DIN 1.4003 paslanmazeliği kullanılmıştır.

Otobüsü oluşturan parçalar arasındaki temas tanımlaması ve herbir parçanın kendi içindeki teması *CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE ile tanımlanmıştır. Ayrıca otobüs gövdesi ile rijit sarkaç arasındaki teması tanımlamak için *CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE tanımlaması kullanılmıştır. Her iki temas tanımlaması için de statik ve dinamik sürtünme katsayıları sırasıyla 0,3 ve 0,2 olarak belirlenmiştir.

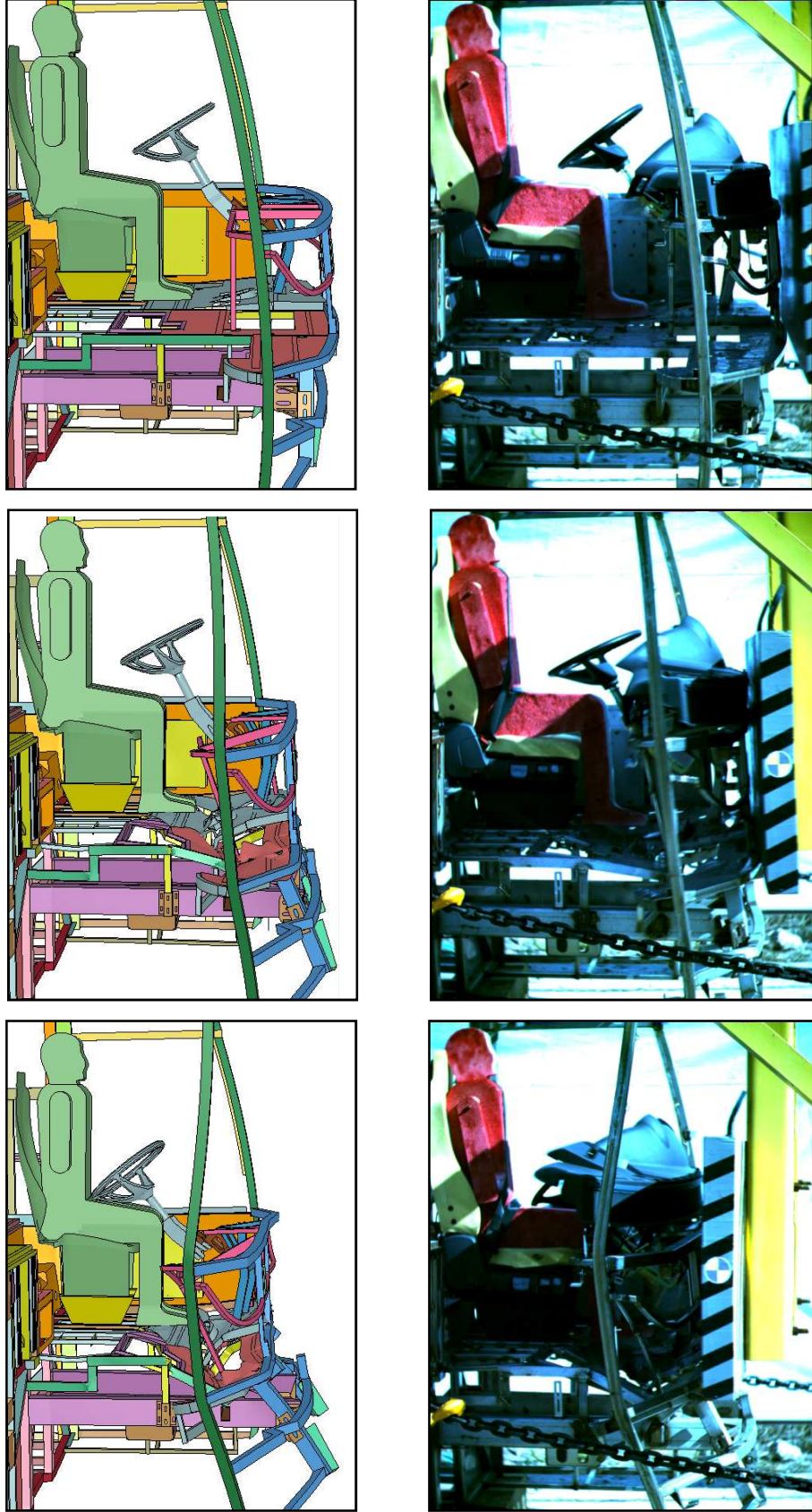
Darbeci olarak kullanılan sarkacın gerekli olan kinetik çarpışma enerjisini sağlayabilmesi için kütle, kütle atalet momenti ve açısal hız *PART_INERTIA anahtar kelimesi altında tanımlanmıştır. ECE R-29 yönetmeliğinde belirtildiği üzere sarkaç plakasının kütlesi 1500 kg, genişliği 2500 mm ve yüksekliği de 800 mm'dir. Ayrıca sarkacın ağırlık merkezinin sarkacın dönme noktasına olan uzaklığı da 3500 mm olarak alınmıştır. Bu geometrik kriterler işığında sarkacın kütle atalet momenti hesaplanmış ve 45 kJ değerindeki kinetik enerji elde edilmiştir.

9.2.2. Sayısal modelin test ile doğrulanması

Sayısal modelinin doğruluğunun saptanabilmesi için yalın haldeki otobüs modeli sayısal olarak sarkaç ile çarpıtılmış ve elde edilen analiz görüntüleri test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çarpışma testleri ECE R-29 yönetmeliğine uygun olarak tasarlanan sarkaç test düzeneğinde yapılmıştır. Test anı 1280x1024 çözünürlükte 500 fps (saniyede 500 kare) çekim yapabilen Fastec TroubleShooter HR hızlı kamera ile kaydedilmiştir. Elde edilen kamera görüntüleri ile analizde elde edilen görüntüler karşılaştırılmış ve test sonucunda elde edilen görüntüler ile analiz sonuçları arasında bir takım farklılıkların olduğu görülmüştür. Test ile sayısal analiz farklılıklarını giderebilmek amacıyla sayısal model geliştirilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla özellikle malzeme modeli değiştirilmiş ve tanımlanan plastik gerinim parametreleri sayesinde test sonucuna daha yakın değerler elde edilmiştir. Böylelikle sayısal modelin doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Sayısal analiz sonuçları ile hızlı kamera ile elde edilen test sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 9.8 'de görülmektedir.

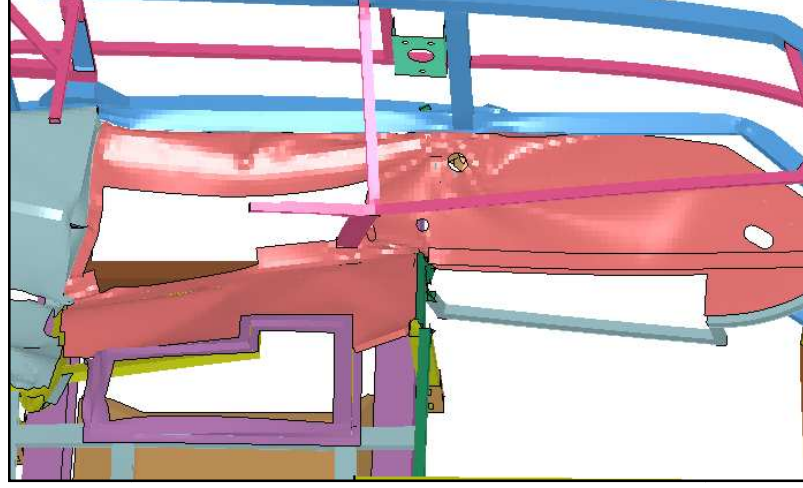
Yapılan test ve analiz sonuçları karşılaştırıldığında sonuçların örtüştüğü söylenebilir. Şekil 9.8 incelendiğinde otobüs gövdesinin gösterdiği genel ezilme davranışı test ve analiz için birbirlerine çok benzerdir. Özellikle direksiyonun hareketi incelendiğinde test sonuçları ile analiz sonuçlarının benzerlik gösterdiği söylenebilir. Ayrıca direksiyon simidinin mankene temas ettiği yerler ve sürücü yaşam mahalli ihlali benzer şekilde gerçekleşmiştir. Elde edilen test ve analiz sonuçları karşılaştırıldığında sayısal modelin test ile doğrulanabildiği söylenebilir.

Ayrıca otobüs ön gövdesini oluşturan profillerin ezilme davranışlarına bakıldığı zaman özellikle sürücü alt platformu taşıyan boyuna profillerin ve darbeye ilk maruz kalan ön profillerin deformasyonlarının benzer oldukları görülmektedir.



Şekil 9.8. Test ve analizde gerçekleşen deformasyonların karşılaştırılması

Otobüs ön gövdesinde sürücü alt platformunda meydana gelen ezilmelerin test ve analiz için karşılaştırılması Şekil 9.9’da görülmektedir.



(a)

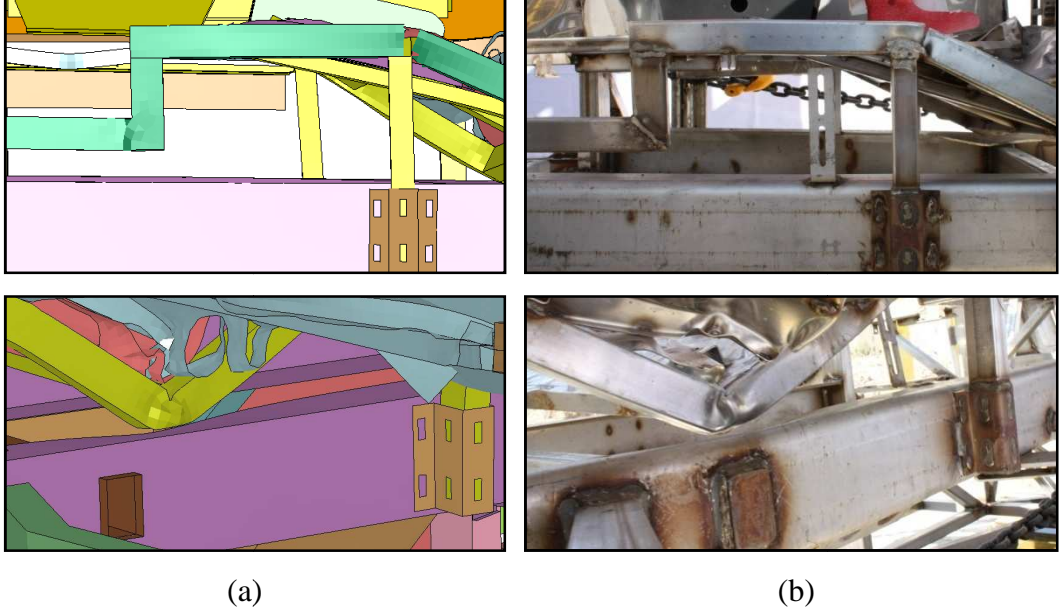


(b)

Şekil 9.9. Sürücü alt platformu ezilmelerinin karşılaştırılması; (a) analiz, (b) test.

Sürücü alt platformunu taşıyan ve darbe doğrultusu boyunca uzanan profillerin ezilme davranışları incelendiğinde benzer davranış sergiledikleri söylenebilir. Bazı profillerde meydana gelen yırtılma analizde de gözlemlenmiştir. Sürücü alt platformu taşıyan profillerde meydana gelen yırtılma Şekil 9.10’da görülmektedir. Ayrıca bazı

profiller darbenin etkisiyle global burkulmaya uğradığı görülmüş olup bu tipik deformasyon biçimi sayısal modelde de gözlemlenebilmiştir (bkz. Şekil 9.10).



Şekil 9.10. Sürücü alt platformu taşıyan profillerin karşılaştırılması; (a) analiz, (b) test.

ECE R- 29 yönetmeliğine göre, önden çarpışma testinin başarılı olabilmesi için herhangi bir parçanın ve özellikle direksiyon sisteminin sürücü yaşam mahalline giriş yapmamış olması gerektiği daha önce belirtilmişti. Direksiyon sisteminin hareketi Şekil 9.8’de yan görünüş için incelenmişti. Üstten görünüşte direksiyon sisteminin çarpışma sonunda almış olduğu konum Şekil 9.11’de karşılaştırmalı olarak görülebilmektedir.



Şekil 9.11. Direksiyon sisteminin deformasyonu; (a) analiz, (b) test.

9.3. Otobüs Çarpışma Analizleri

Yapılan çarpışma testi ile sayısal modelin karşılaştırılması sonucunda sayısal model düzeltilmiş ve mevcut otobüs gövdesi için sayısal modelin doğrulanması sağlanmıştır. Doğrulanmış sayısal model kullanılarak otobüs çarpışma analizleri Ls-Dyna yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Analizi yapılan otobüs gövdeleri çeşitli takviyeler yapılarak güçlendirilmiş ve ayrıca güçlendirilen gövde üzerine farklı tipte enerji yutucular monte edilerek enerji emilimi artırılmaya çalışılmıştır.

Sayısal analizler ilk olarak yalın haldeki mevcut otobüs gövdesi için yapılmış ve gövdenin zayıf olan bölgeleri belirlenmiştir. Beklenildiği üzere mevcut otobüs gövdesi ECE R-29 gereksinimlerini karşılayamamış ve direksiyon simidi sürücü manken modeline hasar vermiştir. Sürücü yaşam mahalli korunamadığı için yalın haldeki otobüs gövdesi ECE R-29 önden çarpışma testinde başarısız olmuştur.

Yalın haldeki otobüs gövdesinin analizi ve testi sonucunda yapının zayıf olan bölgeleri belirlenmiş ve bu bölgeler güçlendirilmeye çalışılmıştır. Bu iyileştirme çalışmaları, gerekli görülen profillerde et kalınlığının artırılması, takviye profiller eklenerek yapının sağlamlaştırılması ve enerji yutucu takviyesini içermektedir. Gövdedeki zayıf profillerin güçlendirilmesi enerji emilimine ve sürücü yaşam mahalline olumlu katkı sağlamış fakat yeterli olmamıştır. Sürücü yaşam mahalli ihlal edilmeden enerji emiliminin daha üst seviyelere çıkarılması amacıyla iyileştirilmiş gövdeye enerji yutucu takviyesi yapılmıştır. Enerji yutucuların monte edilebilmesi ve sağlam bir şekilde arka kısımlarından desteklenebilmesi amacıyla takviye profiller ve kafes yapısı aracın ön kısmında oluşturulmuştur. Bu takviye profilleri şasiden destek olarak enerji yutucular için gerekli olan sağlam yapının elde edilmesini sağlamışlardır.

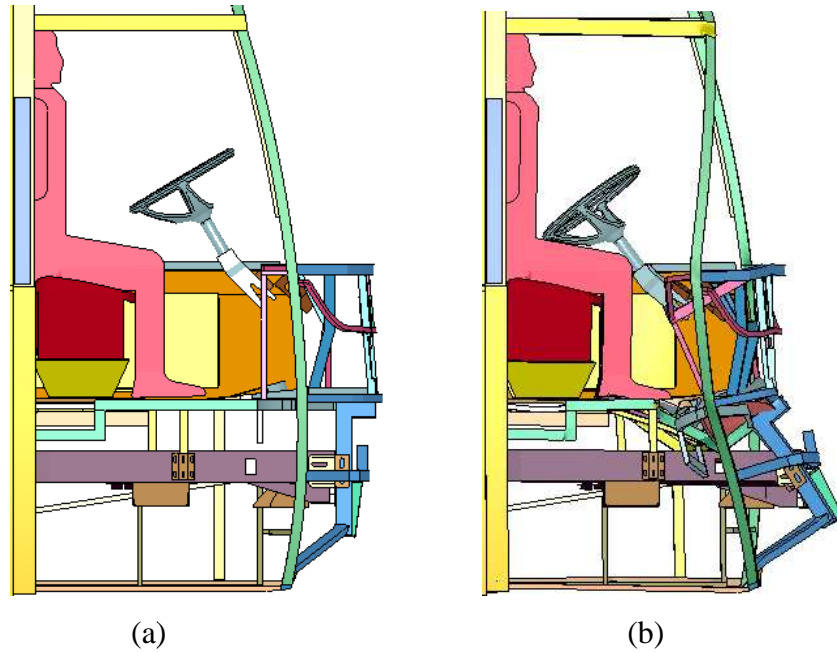
Enerji emilimini artırmak ve sürücü yaşam mahallini korumak amacıyla sağlamlaştırılmış otobüs gövdesi üzerine farklı geometrilere enerji yutucular ilave edilmiştir. Üç farklı alternatif enerji yutucu tasarımı gövdeye eklenmiş ve çarpışma analizleri yapılmıştır. Tasarlanan farklı tipteki enerji yutucular, dairesel kesitli konik

enerji yutucular, körük şeklinde ve açılı olarak modellenmiş körük enerji yutuculardır.

9.3.1. Yalın haldeki otobüs gövdesinin sayısal analizi

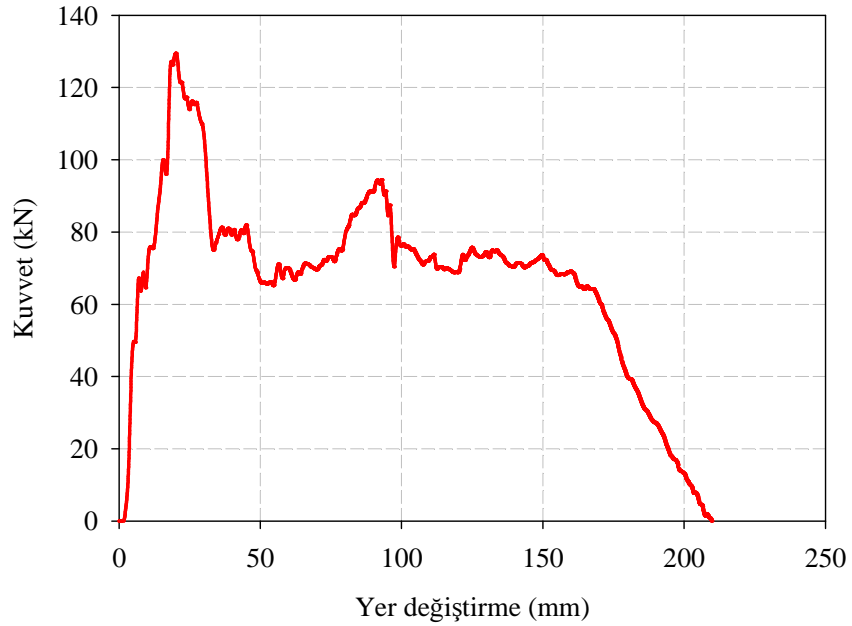
Yalın haldeki, yani herhangi bir iyileştirme ya da sağlamlaştırma çalışması yapılmamış otobüs gövdesinin sarkaç testi ve analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan sarkaç testinde elde edilen sonuçlar daha önce değerlendirilmişti. Burada ise testi yapılan otobüs gövdesinin aynı şartlar altında Ls-Dyna ile gerçekleştirilen çarpışma analizinin sonuçları üzerinde durulacaktır.

Yalın haldeki gövdenin analizi sonucunda testte elde edilen sonuçlara benzer sonuçlar elde edildiği söylenebilir. Çarpışma sonucunda sürücü manken modelinin, özellikler bacak bölgesinden direksiyon simidinin çarpmasıyla hasara uğradığı görülmüştür. Sürücü için yaşam mahalli korunamadığından dolayı yönetmelik gereksinimlerinin karşılanamadığı söylenebilir. Otobüs gövdesinde meydana gelen hasar, çarpışma öncesi durum ile kıyaslamalı olarak Şekil 9.12’de görülmektedir.



Şekil 9.12. Yalın haldeki otobüs gövdesinin görünümü; (a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra.

Mevcut otobüs gövdesinin, çarpışma enerjisinin 42,4 kJ kadarını emdiği görülmüştür. Bu enerji emilimi, mevcut gövdeyi oluşturan profiller tarafından gerçekleştirilmiş olup ağırlıklı olarak sürücü alt platformunu taşıyan profiller hasara uğrayarak enerji emilimini gerçekleştirmiştir. Bir aracın çarpışma sırasında darbeye karşı göstereceği performansın sadece enerji emilimine bağlı olmadığı ve aynı zamanda ezilme sırasında açığa çıkan kuvvetin de göz önünde bulundurulması gerektiği Bölüm 3'te ifade edilmişti. Çarpışma esnasında oluşan tepki kuvvetinin boyutları araçta meydana gelen hasar ile doğrudan ilgilidir. Yalın haldeki otobüs gövdesinin çarpışma analizi sırasında 129 kN değerinde tepki kuvveti açığa çıkmıştır. Bu gövdeye ilişkin kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 9.13'te görülmektedir. Kuvvet değerinin nispeten düşük olması gövdenin zayıf olmasından kaynaklanmaktadır. Daha mukavim bir yapının ezilmesi için daha yüksek kuvvet değerleri gerekli olduğu söylenebilir.



Şekil 9.13. Yalın haldeki otobüs gövdesi için kuvvet-yer değiştirme grafiği.

Yalın haldeki otobüs gövdesinin çarpışma analizi ve testi sonuçlarına bakarak ECE R-29 yönetmeliğinin gereksinimi olan sürücü yaşam mahallinin korunması sağlanamamış olmakla birlikte sürücü kabininde meydana gelen hasar istenilmeyen şekilde ve boyutlarda gerçekleşmiştir. Meydana gelen hasarın engellenmesi söz

konusu değildir. Ancak bu hasarın istenilen bölgelere aktarılarak kontrol altına alınabilmesi mümkündür. Hasarı kontrol altına almak ise hasara uğraması istenilmeyen bölgeleri sağlamlaştırarak ve enerji yutucu kullanarak mümkün olabilmektedir. Böylelikle çarpışmadan doğan kinetik enerji enerji yutuculara aktarılarak otobüs gövdesini oluşturan diğer yapıların hasara uğraması büyük ölçüde engellenebilecektir. Ancak enerji yutucuların işlevini yerine getirebilmesi için bağlı olduğu yapının yeterli sağlamlıkta olması gerekmektedir. Dolayısıyla öncelikle otobüs gövdesinin zayıf olan bölgeleri tespit edilmiş ve bu bölgeler sağlamlaştırılmaya çalışılmıştır.

Özellikle sürücü altı platformu taşıyan profillerin çok zayıf yapıda oldukları ve bu profillerin darbe doğrultusunda uzanıyor olmalarından dolayı üzerlerine gelen darbeyi taşıyamayarak hasara uğradıkları görülmüştür (bkz. Şekil 9.14).

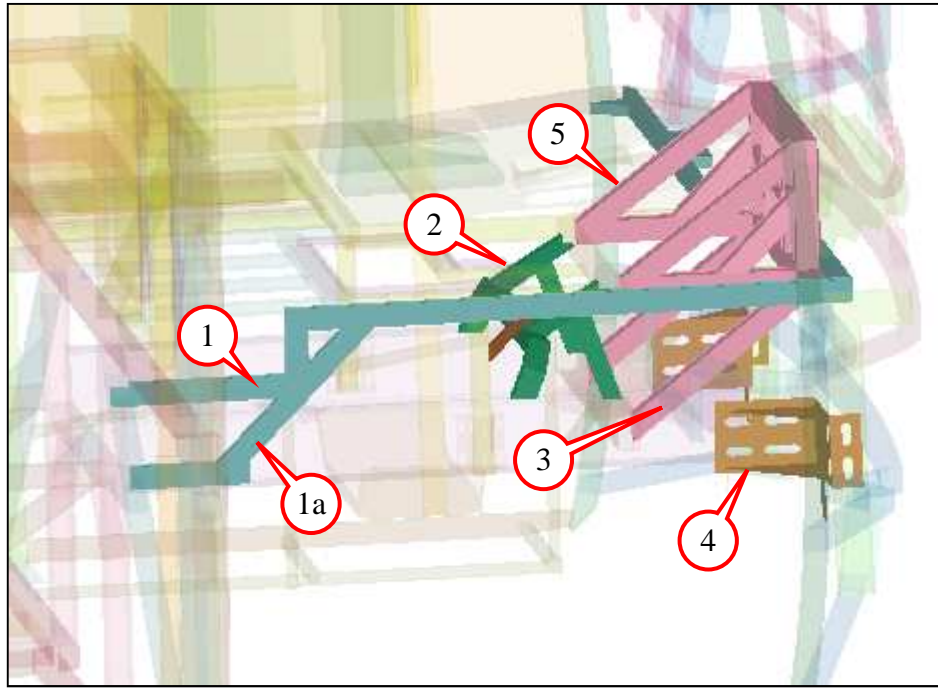


Şekil 9.14. Çarpışma sonucunda otobüs ön gövdesinde meydana gelen hasar.

Şekil 9.14'te görülmekte olan hasar durumu incelenecek olursa sürücü altı platformu taşıyan profillerin global burkulmaya uğradığı dolayısıyla bu profillerde enine bir ezilme gerçekleşmediği görülmektedir. Enine ezilme gerçekleşmeden eğilme

gerçekleştiğinden dolayı darbe karşısında sönümleyici bir etki yaratılamamış ve gövdenin aksenel doğrultuda geriye doğru hareketi engellenememiştir. Bunun sonucunda ise sürücü yaşam mahalli korunamamıştır.

Gövdeyi oluşturan profillerin daha düzgün ve darbeye karşı direnç oluşturacak bir biçimde ezilmesini sağlayabilmek için gövde üzerinde bir takım iyileştirmeler yapılmıştır. Yapılan bu iyileştirmeler, mevcut profillerin et kalınlıklarının değiştirilmesi, gerekli bölgelere ilave profiller konulması ve bazı parçaların yeniden modellenmesini içermektedir. Sağlamaştırma amacıyla gövde üzerinde yapılan değişiklikler Şekil 9.15'te görülmektedir.

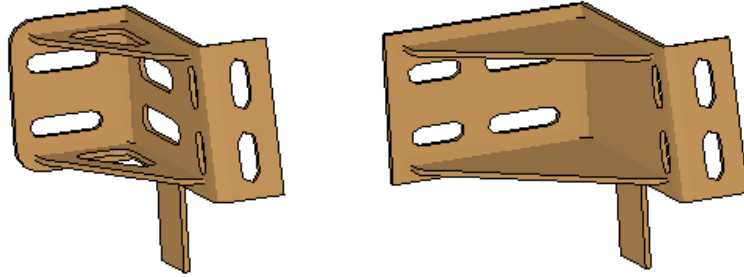


Şekil 9.15. Otobüs gövdesi üzerinde yapılan iyileştirmeler.

Gövdenin ezilme davranışını önemli ölçüde etkileyen iyileştirmelerden biri Şekil 9.15'te "1" ile gösterilen profil üzerinde gerçekleştirilmiştir. Darbe geliş doğrultusunda uzanan ve darbeye ilk olarak karşılaşan yapılardan biri olan bu profilin darbe karşısında eğilmeden ezilebilmesi için et kalınlığı 1,5 mm'den 3 mm'ye çıkarılmıştır. Böylelikle darbe karşısında daha sağlam durabilmesi ve sürücü

yaşam mahalline olumlu katkıda bulunması sağlanmıştır. Ayrıca profilin eğilmesini engellemek amacıyla “1a” ile gösterilen destek profili eklenmiştir.

Gövde üzerinde yapılan bir diğer değişiklik Şekil 9.15’te “4” ile gösterilen ön gövde destek braketinin iyileştirilmesi yönünde olmuştur. Ön gövde destek braketinin geometrisi değiştirilerek daha sağlam bir hale gelmesi sağlanmıştır. Bu braket, darbe ile ilk karşılaşan kısım olan ön gövde profillerini alt şasiye bağlaması nedeniyle önemlidir. Ön gövde destek braketinin eski ve iyileştirilmiş geometrisi Şekil 9.16’da görülmektedir. İçi boş olarak tasarlanmış takviye kanatlarının içi doldurulmuş ve darbe etkisi altında meydana gelecek olan katlanma azaltılmıştır. Böylelikle gövde ön profillerinin darbeye eğilmesi daha zor hale getirilmiştir. Ayrıca bu braketin şasi üzerine basan kısmı uzatılmış ve üzerine etki eden momentin etkisi azaltılmıştır.

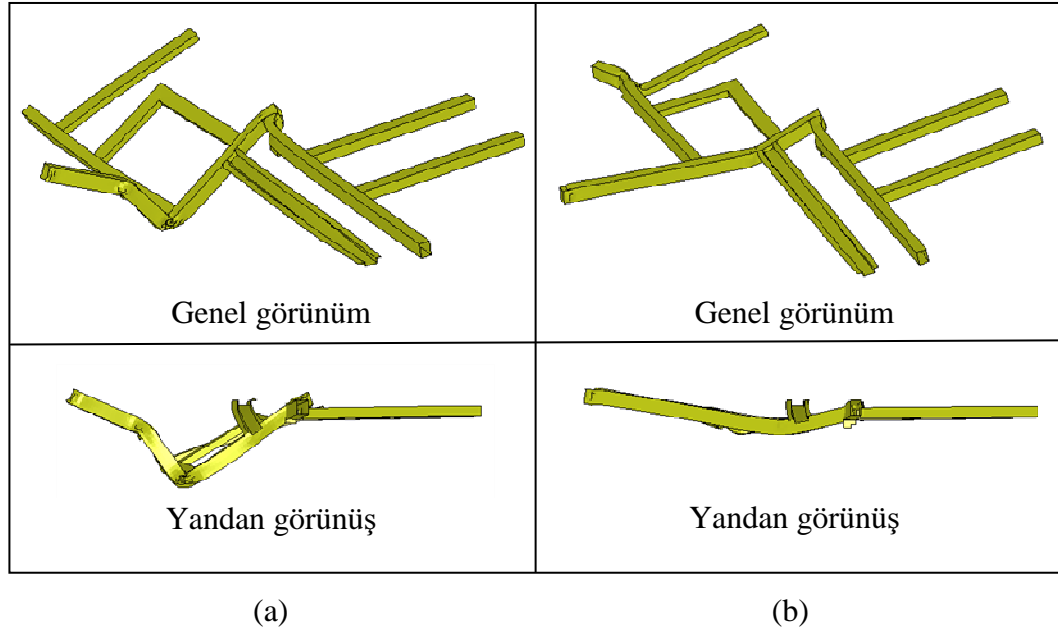


Şekil 9.16. Ön gövde destek braketinde yapılan iyileştirme.

Ön gövde sürücü alt platformunu taşıyan profillerin global burkulmanın etkisiyle verimli olmadıkları daha evvel ifade edilmişti (ayrıca bkz. Şekil 9.14). Çarpışma esnasında karşılaşılan darbeye istenilen şekilde karşı koyabilmek için bu profillerin eğilmeden kalabilmeleri gerekmektedir. Bunu sağlayabilmek amacıyla Şekil 9.15’te “2” ile gösterilen destek profil yapısı otobüs gövdesine eklenmiştir. Destek profil yapısı 2,5 mm et kalınlığına sahip 40x40 kare profillerden oluşturulmuştur. Alt kısımdan şasiden destek alan bu profil yapısı yukarı doğru eğimli olmasından dolayı üstte bağlı olduğu sürücü altı platformu taşıyan profilleri desteklemekte ve bu profillerin darbe ile aşağı doğru eğilmelerini engellemektedir. Sürücü altı platformu taşıyan profillerin eğilmeden kalmaları sonucunda sürücü yaşam mahallinin korunmasına katkı sağlanmaktadır.

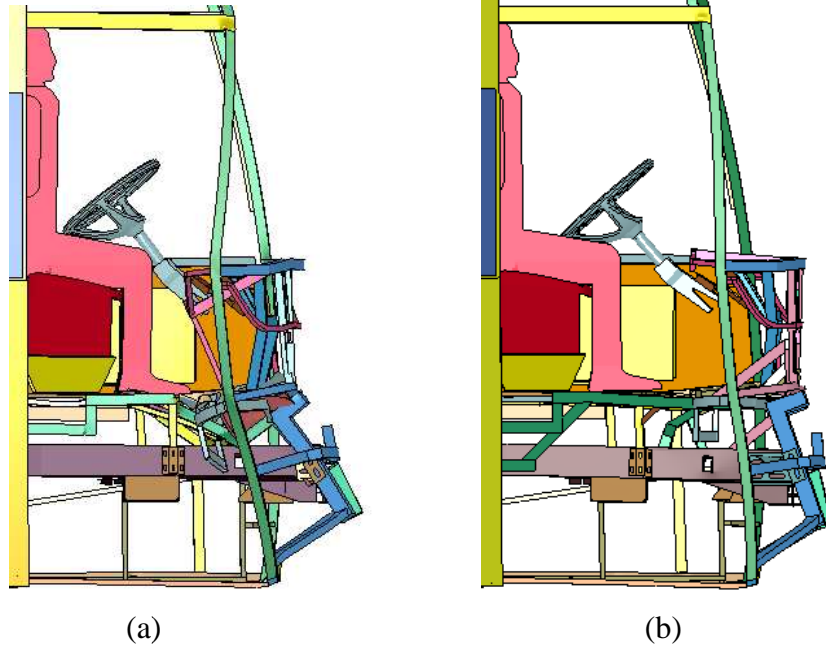
Şekil 9.15'te "3" ve "5" ile gösterilen kafes yapısı 3 mm et kalınlığına sahip 40x40 kare profillerden oluşmakta olup benzer biçimde bulunduğu bölgenin darbeye karşı daha dayanıklı olmasını sağlamaktadır. "3" ile şasiden destek alınmakta ve "5" kafes yapısı ile de hem sürücü altı platformu taşıyan profillerin üzerine gelen darbe yükü paylaşılmaktadır. Bu kafes yapısı aynı zamanda sürücü alt platformu üzerinde kalan kısmı ile enerji yutucuların bağlanabilmesine imkan sağlamakta ve darbeye yeteri kadar dayanıklı olduğu için çok fazla hasara uğramadan önüne konulan enerji yutucunun ezilerek görevini yerine getirmesine olanak tanımaktadır.

Otobüs ön gövdesinde yapılan tüm bu iyileştirme çalışmaları olumlu sonuç vermiş ve iyileştirmelerin özellikle sürücü altı platform profilleri üzerinde önemli etkileri olmuştur. Daha önce dayanıksız bir yapıda olan bu profillerin ezilme biçimleri, yapılan iyileştirmeler sonucunda farklılık göstermiştir. Darbenin etkisiyle eğilmeye maruz kalan profillerde bu eğilmenin büyük ölçüde engellendiği söylenebilir. Sürücü altı platformunu taşıyan profillerin iyileştirmeden önce ve sonraki ezilme biçimleri Şekil 9.17'de görülmektedir.



Şekil 9.17. Sürücü altı platformunu taşıyan profillerin ezilmesi; (a) iyileştirmeden önce, (b) iyileştirmeden sonra.

Şekil 9.17’de görüldüğü üzere yapılan iyileştirmeler sonucunda profillerin aşağıya doğru göstermiş oldukları eğilmenin önüne geçilmiştir. Bunun sonucunda sürücü yaşam mahallinin korunması adına önemli ölçüde gelişme sağlanmıştır. Yapılan tüm bu iyileştirmeler sonucunda otobüs gövdesinin deformasyonu yalın haldeki otobüs gövdesi ile karşılaştırmalı olarak Şekil 9.18’de görülmektedir.



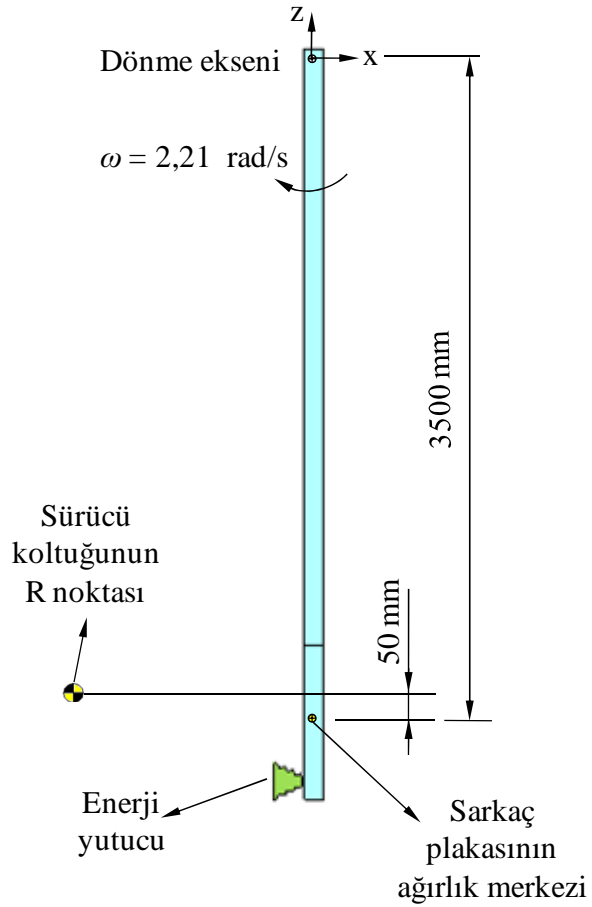
Şekil 9.18. Yapılan iyileştirmelerin otobüs çarpışma analizine etkisi; (a) yalın haldeki otobüs gövdesi, (b) iyileştirilmiş otobüs gövdesi.

9.3.2. Enerji yutucu takviyeli gövdelerin sayısal analizleri

Çalışmanın bir sonraki aşamasında ise yapılan değişikliklerle daha sağlam hale gelen otobüs gövdesine farklı enerji yutucular ilave edilerek enerji emiliminin, otobüs gövdesini oluşturan yapısal elemanlar yerine daha çok enerji yutucular tarafından sağlanması üzerine çalışılmıştır. İyileştirilmiş otobüs gövdesine üç farklı enerji yutucu takviye edilerek analize tabi tutulmuştur. Bu enerji yutucular, dairesel kesitli konik enerji yutucular, körük şeklindeki enerji yutucular ve açılı olarak modellenmiş körük enerji yutuculardır.

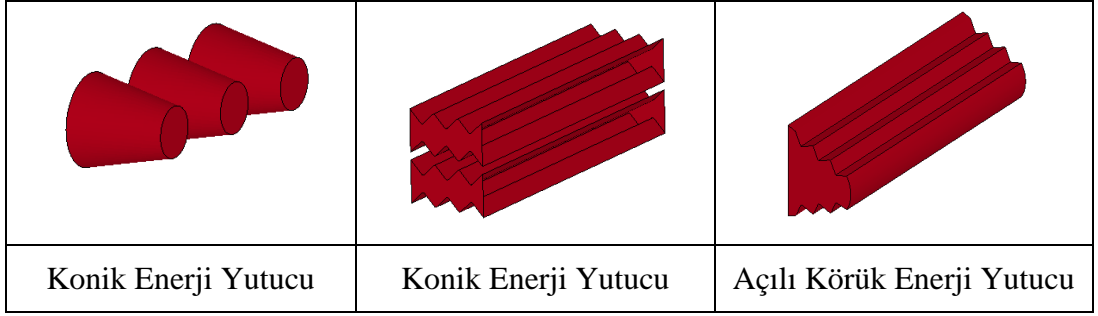
9.3.2.1. Enerji yutucu analizleri

Otobüs gövdesine eklenilmesi düşünülen enerji yutucuların ilk olarak otobüs gövdesinden bağımsız bir şekilde analiz edilmesi karşılaştırma yapabilmek adına yararlı olacaktır. Enerji yutucular, otobüs üzerine monte edilmeden önce 1500 kg kütleli sarkaç plakası ile sayısal olarak çarpıştırılmıştır. Arka uçlarından sabitlenen enerji yutucuların analizleri Şekil 9.19'da gösterilen şartlar altında gerçekleştirilmiştir.



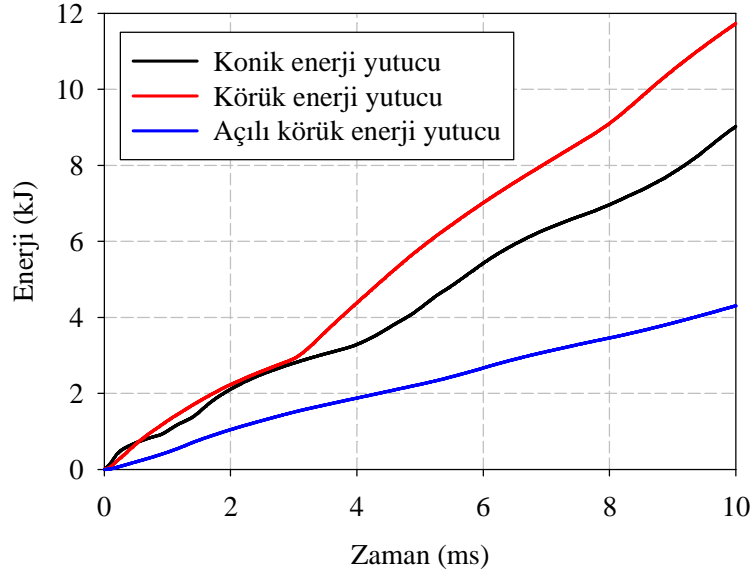
Şekil 9.19. Enerji yutucuların analizi için kullanılan sayısal sarkaç modeli.

Otobüs gövdesine monte edilmek üzere üç farklı enerji yutucu geometrisi tasarlanmıştır. Bu enerji yutucular, konik enerji yutucu, körük enerji yutucu ve açılı körük enerji yutuculardır. Enerji yutucuların genel görünümleri Şekil 9.20'de görülmektedir.



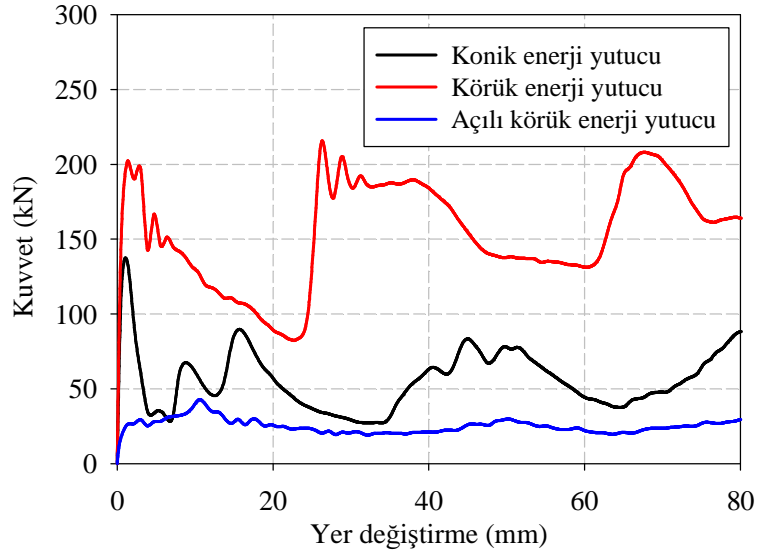
Şekil 9.20. Tasarlanan enerji yutucu geometrileri.

Yapılan sarkaç analizleri sonucunda her bir enerji yutucu tarafından emilen enerji miktarları belirlenmiştir. Üç farklı enerji yutucu geometrisi için enerji-zaman eğrileri Şekil 9.21’de görülmektedir. Üç enerji yutucu geometrisi arasında en fazla enerji emilimi körük enerji yutucu tarafından sağlanmaktadır. Körük enerji yutucuyu, konik ve açılı körük enerji yutucular takip etmektedir.



Şekil 9.21. Enerji yutucular için enerji-zaman eğrileri.

Ayrıca her bir enerji yutucu için kuvvet - yer değiştirme eğrileri çizdirilerek kuvvet değerleri karşılaştırılmıştır (bkz. Şekil 9.22). Üç enerji yutucu için maksimum ezilme kuvveti değerlerine bakıldığı zaman en fazla ezilme kuvvetinin körük enerji yutucunun ezilmesi sırasında ortaya çıktığı görülmektedir. En düşük ezilme kuvveti ise açılı körük enerji yutucuda ortaya çıkmıştır.



Şekil 9.22. Enerji yutucular için kuvvet-yer değiştirme eğrileri.

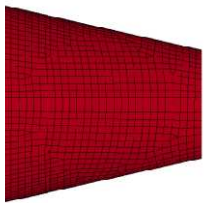

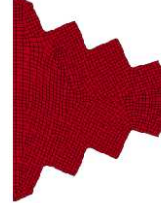















Her bir enerji yutucuya ait enerji yutma karakteristikleri Çizelge 9.1’de görülmektedir. En fazla maksimum ezilme kuvveti körük enerji yutucuda ortaya çıkmıştır. Bunun yanında en fazla enerji emilimi de bu enerji yutucu tarafından sağlanmıştır. Ancak ezilme kuvveti bakımından en verimli enerji yutucunun % 86 verim değeri ile konik enerji yutucu olduğu görülmüştür.

Çizelge 9.1. Enerji yutucular için sarkaç analizinin sonuçları.

Enerji yutucu	Emilen Enerji [kJ]	Maksimum ezilme kuvveti (F_{maks}) [kN]	Ortalama ezilme kuvveti (F_{ort})* [kN]	Ezilme kuvveti verimi [%]	Özgül enerji [kJ/kg]
Konik	9,1	132,1	113,8	86	6,39
Körük	11,7	215,4	146,3	68	1,57
Açılı körük	4,3	42,8	53,8	79	1,26

* Ortalama ezilme kuvveti 80 mm’lik ezilme miktarı için hesaplanmıştır.

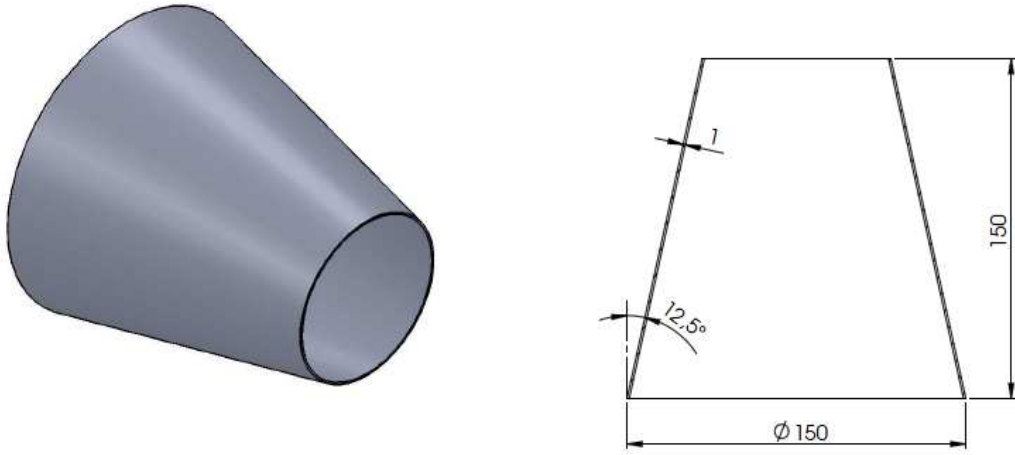
Tasarlanan üç farklı enerji yutucu geometrisinin zamana bağlı ezilme davranışları Şekil 9.23’te görülmektedir.

	Konik Enerji Yutucu	Körük Enerji Yutucu	Açılı Körük Enerji Yutucu
t = 0 ms			
t = 2 ms			
t = 4 ms			
t = 6 ms			
t = 8 ms			
t = 10 ms			

Şekil 9.23. Enerji yutucuların zamana bağlı ezilme davranışları.

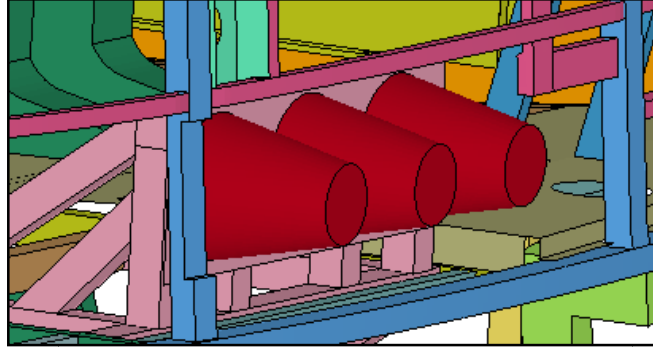
9.3.2.2. Konik enerji yutucu takviyeli gövdenin analizi

İyileştirilmiş otobüs gövdesi üzerinde denenen ilk enerji yutucu modeli daha evvel (bkz. Bölüm 8) sayısal çalışması yapılmış olan dairesel kesitli konik enerji yutucudur. Farklı kesitli enerji yutuculara ilişkin yapılan çalışmada enerji emilimi ve ezilme kuvveti bakımından diğerlerinden daha verimli olarak ortaya çıkan dairesel kesitli konik enerji yutucu otobüs gövdesine monte edilerek çarpışma analizine tabi tutulmuştur. $12,5^\circ$ yarı-koniklik açısına ve 1 mm et kalınlığına sahip konik enerji yutuculardan üç tane kullanılarak otobüs gövdesinin ön kısmında enerji yutucu için tasarlanan kafes üzerine yerleştirilmiştir. Kullanılan dairesel kesitli konik enerji yutucu Şekil 9.24'te görülmektedir. Enerji yutucu sayısal analizlerinde ortaya çıkan bu geometrinin otobüse monte edilerek analiz edilmesi sonucunda ortaya çıkan yüksek ezilme kuvvetleri nedeniyle et kalınlığı 2 mm yerine 1 mm olarak değiştirilmiştir.



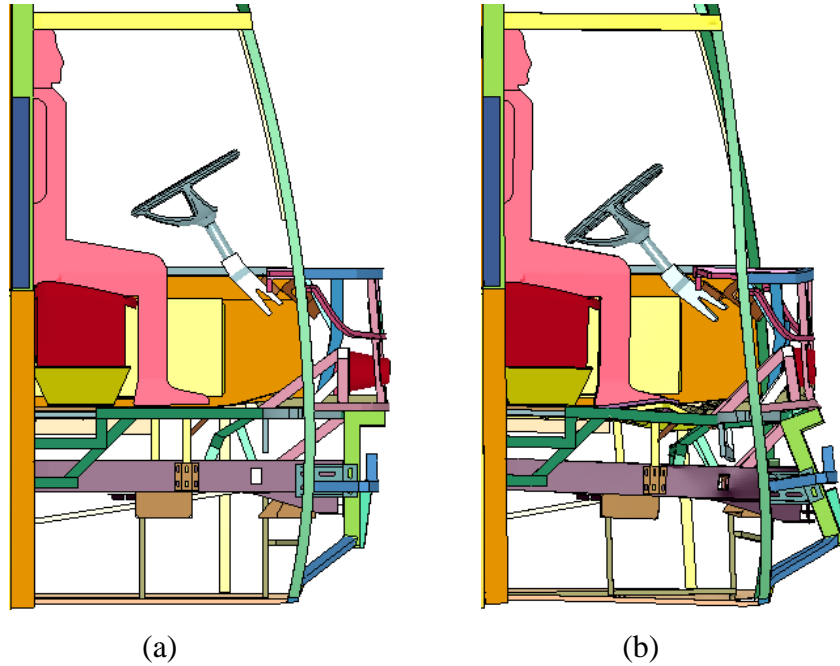
Şekil 9.24. Konik enerji yutucu geometrisi.

Üç adet konik enerji yutucu otobüs ön gövdesinde enerji yutucular için destek amaçlı oluşturulan kafes yapı üzerine monte edilmiştir. Konik enerji yutucuların otobüs gövdesi üzerindeki konumu Şekil 9.25'te görülmektedir.



Şekil 9.25. Konik enerji yutucuların otobüs gövdesi üzerindeki yerleşimi.

Çarpışma anında darbeye ilk olarak maruz kalan konik enerji yutucular ezilerek çarpışma enerjisini azaltmışlar ve konik olmalarının avantajıyla ilk andaki ezilme kuvvetinin çok yüksek olmasını engellemişlerdir. Konik enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin çarpışma öncesi ilk hali ve çarpışma sonrası uğradığı hasar Şekil 9.26'da görülmektedir.

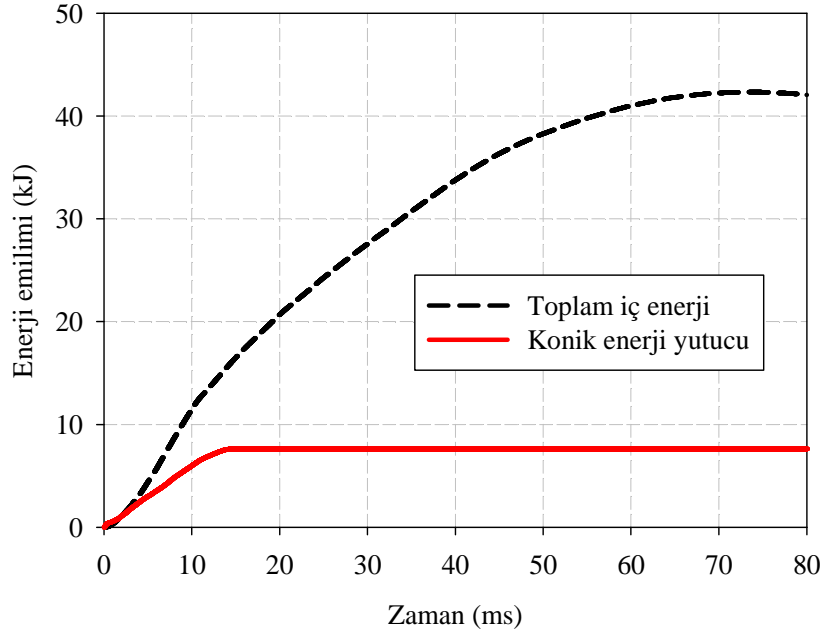


Şekil 9.26. Konik enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin görünümü;
(a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra.

Şekil 9.26'da görüldüğü üzere konik enerji yutucunun otobüs gövdesine eklenmesiyle birlikte sürücü yaşam mahalli korunmuş ancak direksiyon simidinin

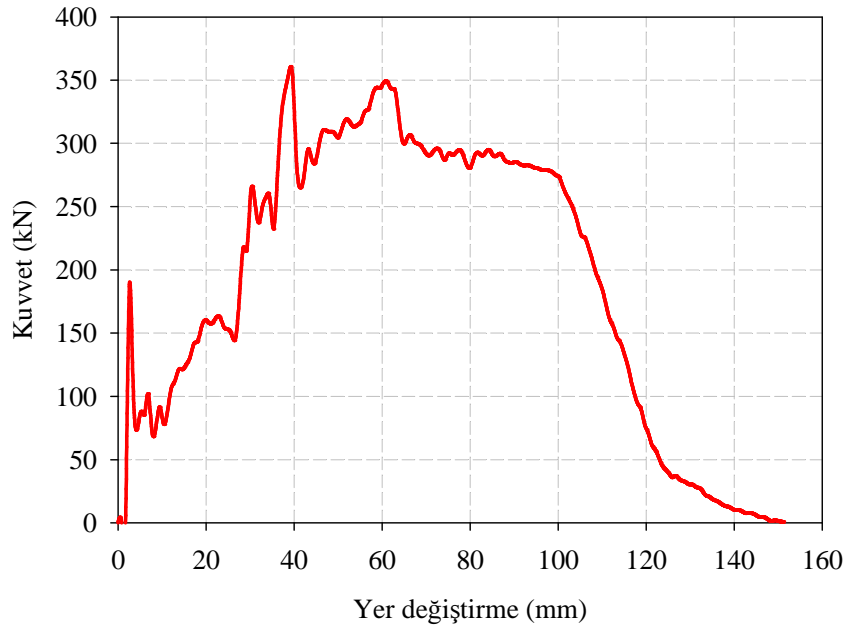
sürücü mankene çok fazla yaklaştığı görülmüştür. Her ne kadar mankene herhangi bir temas söz konusu olmasa da direksiyon simidinin mankene çok fazla yaklaştığı için sürücü yaşam mahallinin kritik durumda olduğu söylenebilir.

Konik enerji yutucular tarafından 7,6 kJ değerinde enerji emilimi sağlanmıştır. Konik enerji yutucu tarafından sağlanan enerji emilimi toplam enerji emiliminin % 18'ini oluşturmaktadır. Toplam emilen enerji değeri yalın otobüs gövdesi ve enerji yutucu takviyeli gövde için aynı kalmıştır. Bunun sebebi, çarpışmadan doğan darbe enerjisinin bir şekilde otobüsü oluşturan profiller tarafından karşılanıyor olmasıdır. Enerji yutucu olmadığında da aynı darbe enerjisi emilmiş ancak bu enerji emilimi otobüsü oluşturan yapısal elemanların hasara uğraması ile elde edilmiştir. Enerji yutucu takviyesi ile enerjinin bir kısmı enerji yutucular tarafından emilmiş ve dolayısıyla da otobüs gövdesini oluşturan yapısal elemanların uğradığı hasar azaltılmıştır. Gerçekleşen toplam enerji emilimi ile konik enerji yutucular tarafından sağlanan enerji emilimi Şekil 9.27'deki enerji emilimi-zaman grafiğinde görülmektedir.



Şekil 9.27. Konik enerji yutucu takviyeli gövde için enerji emilimi-zaman grafiği.

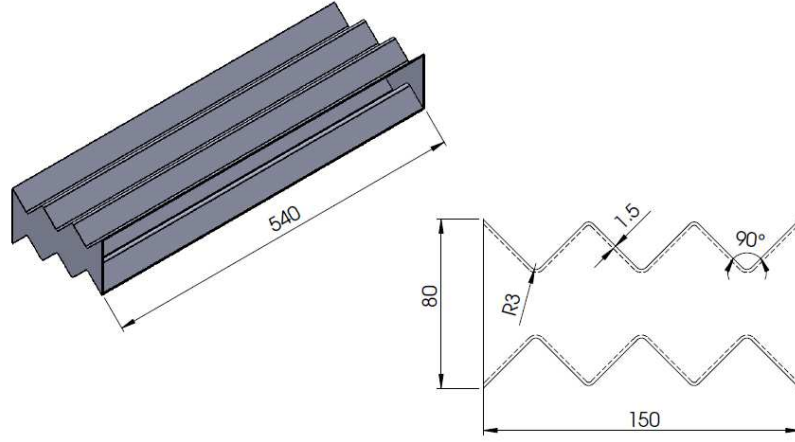
Emilen enerjinin yanı sıra, ezilme kuvvetinin de göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Yalın haldeki otobüs gövdesinin ezilmesi sırasında ortaya çıkan maksimum ezilme kuvveti 129 kN iken konik enerji yutucu takviyeli gövdenin ezilmesi sırasında 356 kN değerinde maksimum ezilme kuvveti ortaya çıkmıştır (bkz. Şekil 9.28). Enerji yutucu takviyeli gövdenin ezilme kuvvetinin yüksek olması gövdenin çarpışmaya ve ezilmeye karşı daha mukavim olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 9.28. Konik enerji yutucu takviyeli gövde için kuvvet-yer değiştirme grafiği.

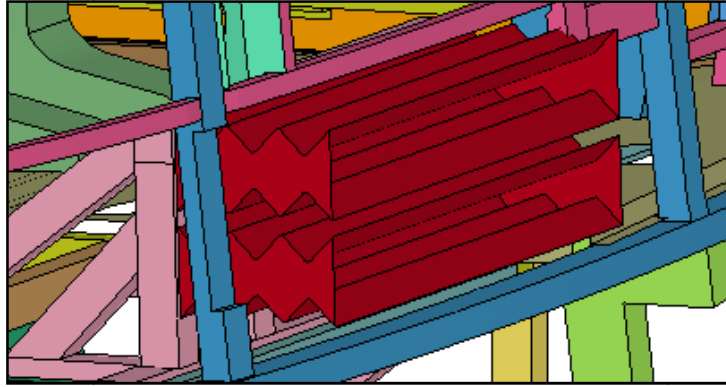
9.3.2.3. Körük enerji yutucu takviyeli gövdenin analizi

Otobüs gövdesine uygulanan diğer enerji yutucu körük şeklindeki enerji yutucudur. Körük şeklindeki enerji yutucu kullanımının sebebi büküm bölgelerinin ezilme başlatıcı olarak görev yapması ve katlanmanın bu büküm bölgelerinde meydana gelerek kontrollü bir ezilme gerçekleştirmesidir. Körük enerji yutucu, preslenmiş alt ve üst sac lar ile açık olan iki yan tarafın düz sac ile kaynaklı olarak birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Körük enerji yutucuya ait geometrik detaylar Şekil 9.29'da görülmektedir.



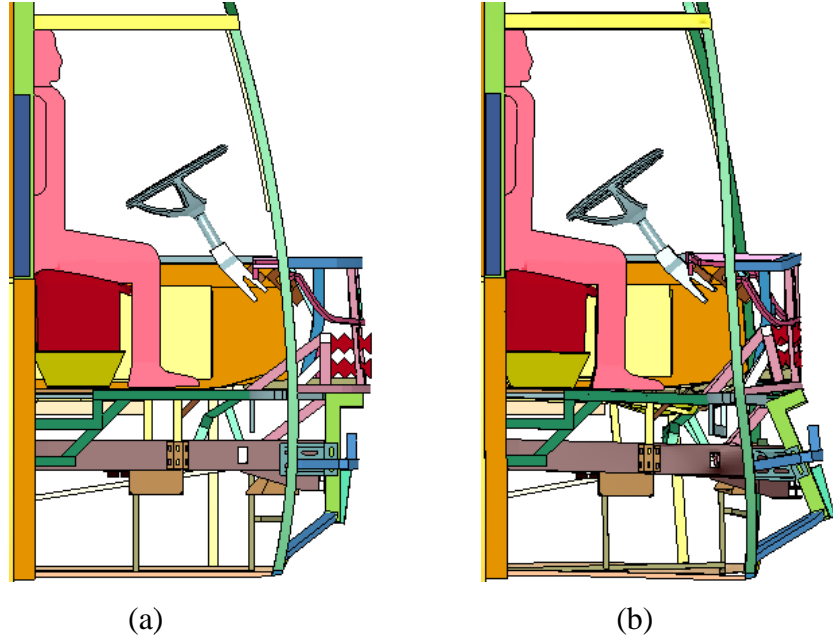
Şekil 9.29. Körük enerji yutucu geometrisi.

Şekil 9.29’da görülmekte olan körük enerji yutucu iki adet olmak üzere otobüs ön kısmında oluşturulan destek kafes üzerine monte edilmiştir. Körük enerji yutucuların otobüs gövdesi üzerindeki konumu Şekil 9.30’da görülmektedir.



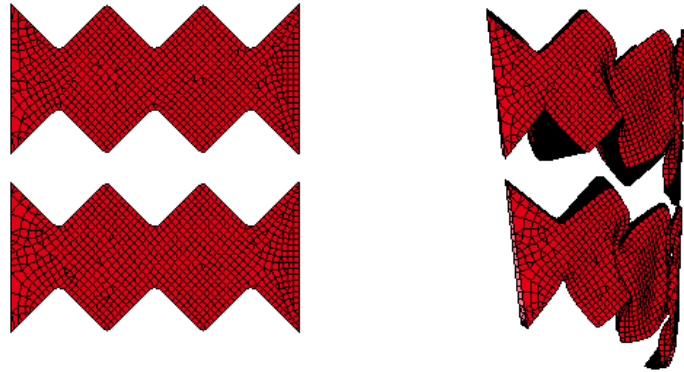
Şekil 9.30. Körük enerji yutucuların otobüs gövdesi üzerindeki yerleşimi.

Körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin çarpışma analizi sırasında uğradığı hasar Şekil 9.31’de görülmektedir. Çarpışma sonrası hasar durumuna bakıldığı zaman enerji yutucuların etkisiyle sürücü yaşam mahallinin korunduğu görülmektedir.



Şekil 9.31. Körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin görünümü;
(a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra.

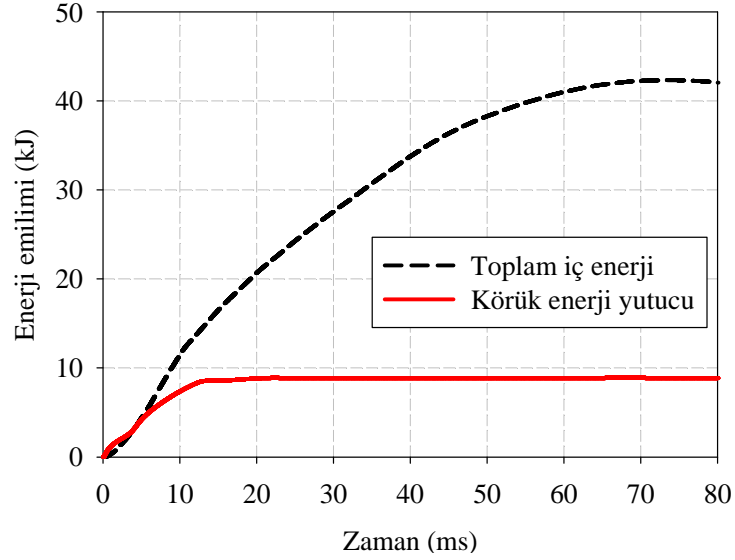
Körük enerji yutucular aldıkları darbe enerjisiyle büküm yerlerinden katlanmak suretiyle enerji emilimini gerçekleştirmişlerdir. Körük enerji yutucuların deforme olma biçimi Şekil 9.32’de görülmektedir. Enerji yutucular arka kısımlarında bağlı oldukları kafes yapının darbe etkisiyle eğilmesi sonucunda tam aksenal ezilme gerçekleştirememişlerdir. Bunun sebebi destek kafes yapı üzerine gelen kuvvetin fazla olmasından kaynaklanmaktadır.



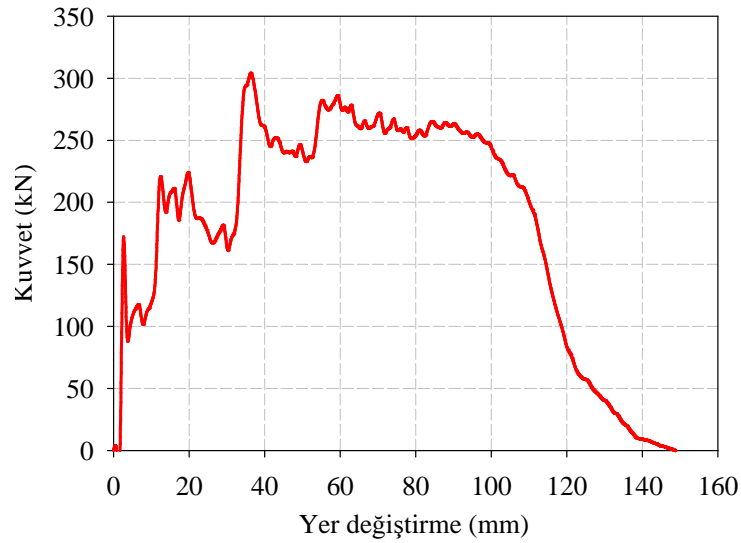
Şekil 9.32. Körük enerji yutucunun ezilmesi.

Körük enerji yutucuların toplam enerji emilimine katkısı 8,9 kJ olarak belirlenmiştir (bkz. Şekil 9.33). Bu enerji değeri otobüs gövdesindeki toplam enerji emiliminin

yaklaşık % 21'ine tekabül etmektedir. Ezilme sırasında ortaya çıkan maksimum ezilme kuvveti değerinde ise konik enerji yutucu takviyeli gövdeye göre düşüş yaşanmıştır. Körük enerji yutucu takviyeli gövdede ölçülen maksimum ezilme kuvveti değeri 304 kN'dur. Şekil 9.33'te körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesine ait ezilme kuvveti-yer değiştirme grafiği görülmektedir. Konik enerji yutuculu gövdeye göre daha düşük ezilme kuvvetinin elde edilmiş olmasının nedeni körük enerji yutucudaki büküm bölgelerinin ezilmeyi başlatıcı ve kolaylaştırıcı rol oynamış olmasıdır.



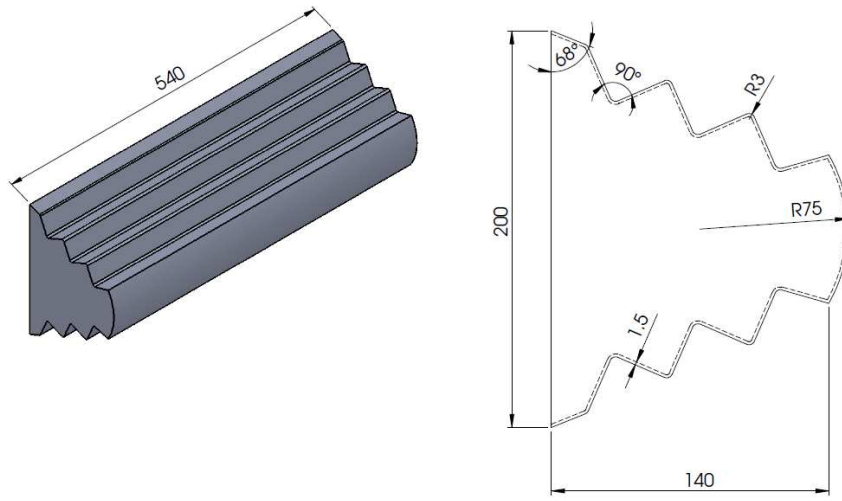
Şekil 9.33. Körük enerji yutucu takviyeli gövde için enerji emilimi-zaman grafiği.



Şekil 9.34. Körük enerji yutucu takviyeli gövde için kuvvet-yer değiştirme grafiği.

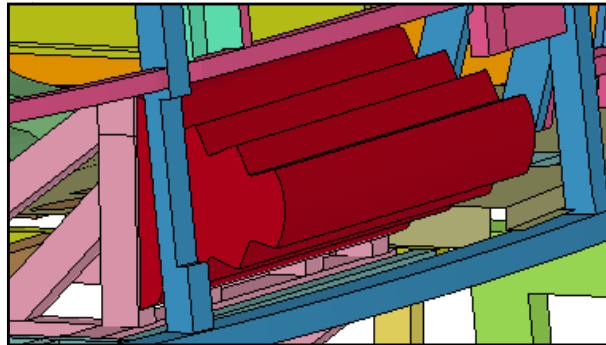
9.3.2.4. Açılı körük enerji yutucu takviyeli gövdenin analizi

Çalışılan diğer enerji yutucu geometrisi açılı olarak birleştirilmiş körük enerji yutucudur. Açılı körük enerji yutucu bükümlü sacların açılı olarak bir araya getirilmesiyle ve yan kısımlarının düz sac ile, uç kısmının ise eğri sac yüzey ile kapatılmasıyla oluşturulmuştur. Açılı körük enerji yutucunun geometrisi Şekil 9.35'te görülmektedir.



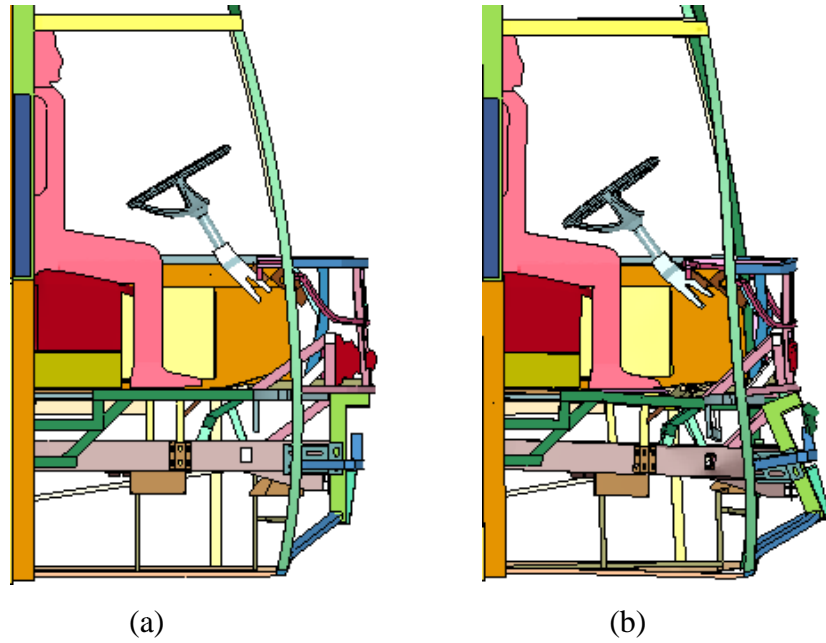
Şekil 9.35. Açılı körük enerji yutucu geometrisi.

Açılı körük enerji yutucu otobüs gövdesinin ön kısmında oluşturulan destek kafes geometrisi üzerine monte edilmiştir. Enerji yutucunun otobüs üzerinde bağlandığı bölge Şekil 9.36'da görülmektedir.



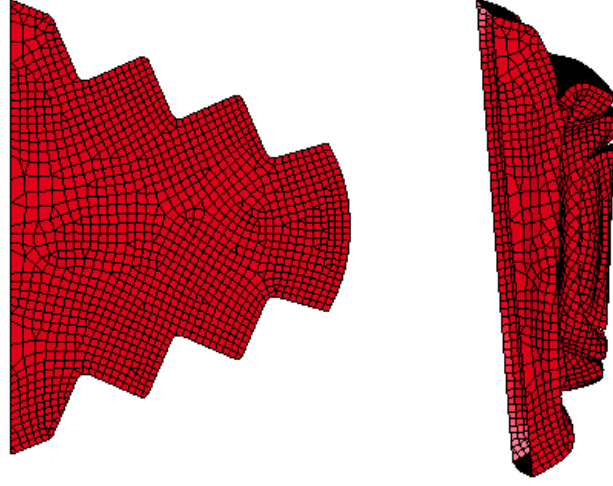
Şekil 9.36. Açılı körük enerji yutucuların otobüs gövdesi üzerindeki yerleşimi.

Çarpışma sonucunda açılı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinde meydana gelen hasar incelendiğinde direksiyon simidi ya da herhangi bir parçanın sürücü yaşam mahalline girişim yapmadığı görülmüştür (bkz. Şekil 9.37). Çarpışma sonrasında kalan sürücü yaşam mahallinin konik enerji yutucu takviyeli gövdeye göre daha fazla, körük enerji yutucu takviyeli gövdeye göre ise daha az olduğu söylenebilir.



Şekil 9.37. Açılı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin görünümü;
(a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra.

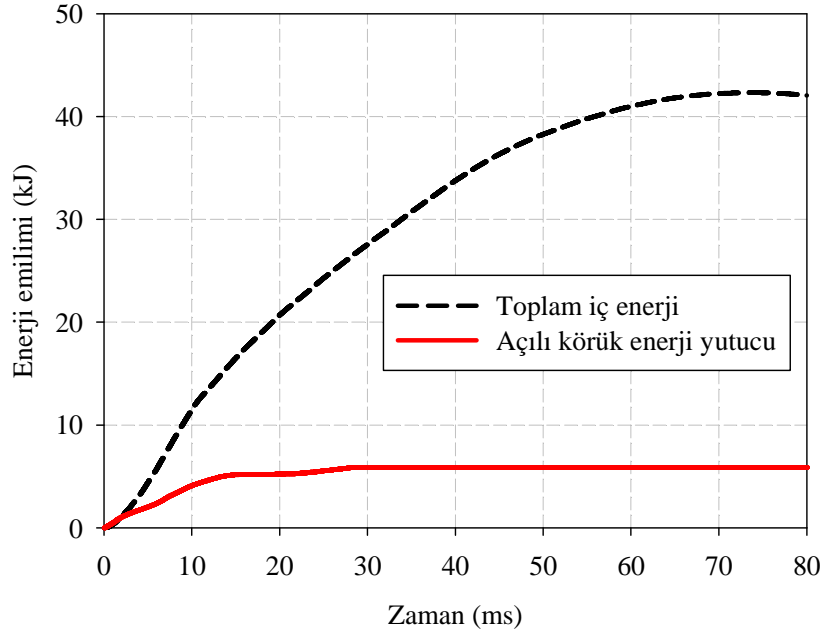
Açılı körük enerji yutucunun darbe karşısındaki ezilme biçimi Şekil 9.38'de görülmektedir. Ezilme biçimi incelendiğinde enerji yutucu yan yüzeylerinin eğiminden dolayı ezilme aksenal olarak gerçekleşmiş ve körük enerji yutucuda meydana gelen eksenden kaçık ezilme gözlenmemiştir.



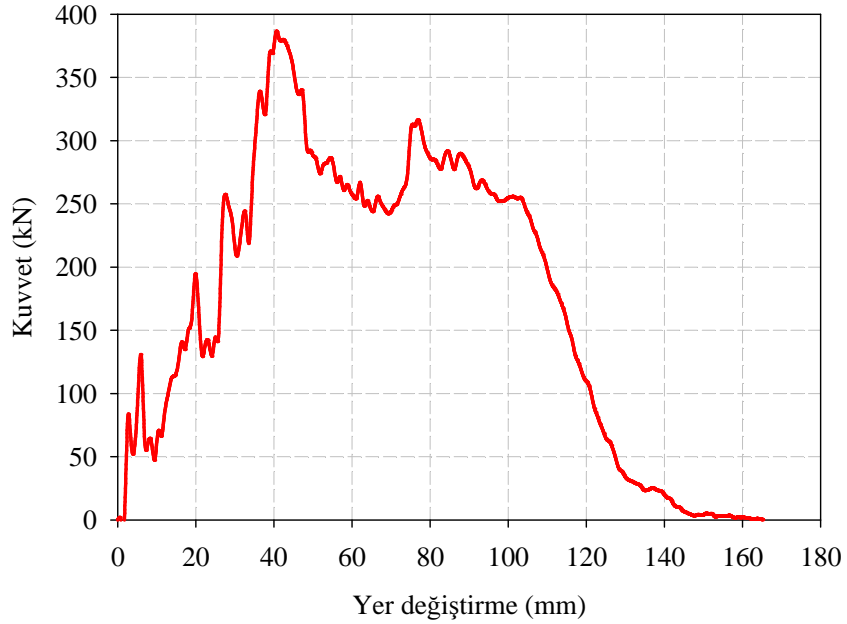
Şekil 9.38. Açılı körük enerji yutucunun ezilmesi.

Yapılan çarpışma analizi sonucunda açılı körük enerji yutucunun toplam enerji emilimine olan katkısının 5,9 kJ olduğu görülmüştür. Açılı körük enerji yutucunun emdiği enerji miktarı toplam enerji emiliminin yaklaşık % 14'ünü oluşturmaktadır. Açılı körük enerji yutucuya ait enerji emilimi-zaman grafiği Şekil 9.39'da görülmektedir. 5,9 kJ değerindeki enerji emilimi ile açılı körük enerji yutucunun hem konik hem de körük enerji yutucudan daha az enerji emdiği söylenebilir. Ezilme sırasında ölçülen maksimum ezilme kuvveti değerine bakıldığında ise açılı körük enerji yutucunun 386 kN değerindeki maksimum ezilme kuvveti ile diğer iki enerji yutucudan daha fazla ezilme kuvvetine sahip olduğu görülmektedir. Açılı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesine ait kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 9.40'da görülmektedir.

Açılı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin maksimum ezilme kuvveti ve enerji emilimi değerlerine bakılarak diğer iki enerji yutucu tipine göre daha verimsiz olduğu sonucuna varılabilir.



Şekil 9.39. Açılı körük enerji yutucu takviyeli gövde için enerji emilimi-zaman grafiği.

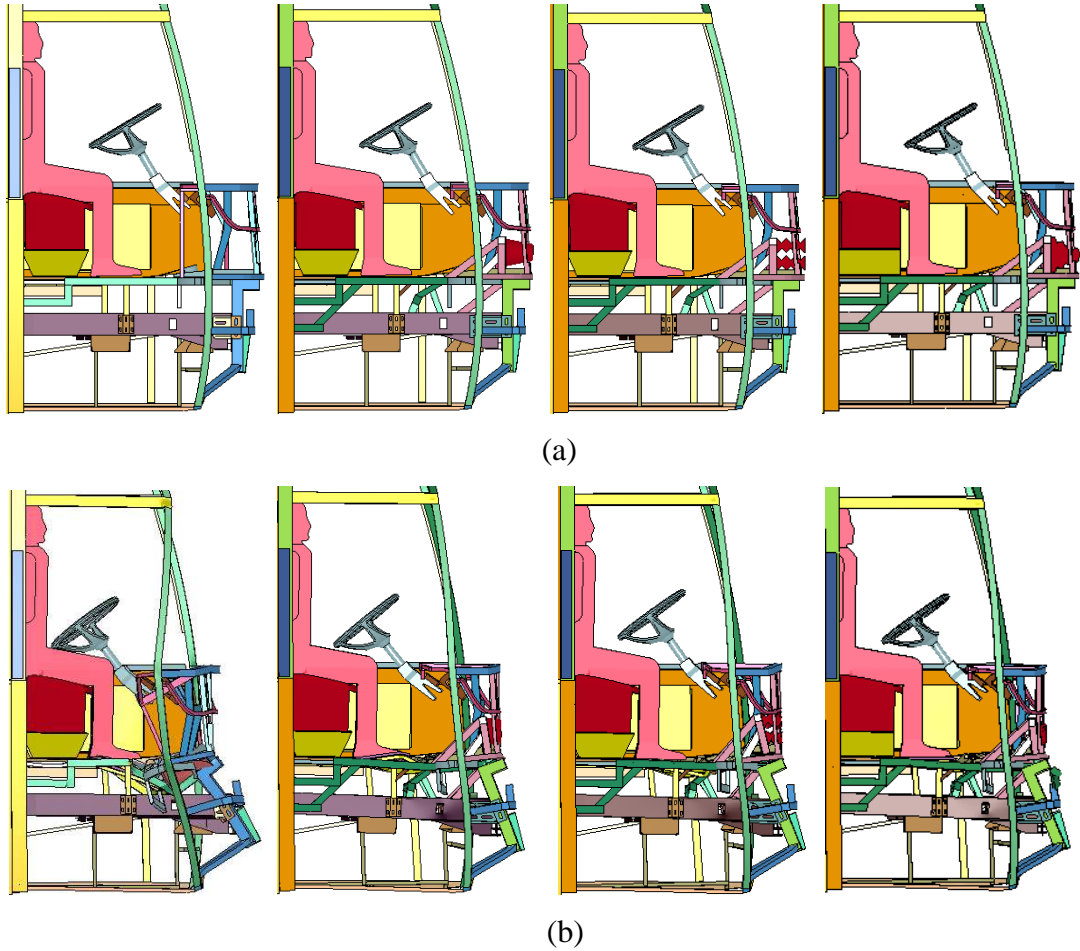


Şekil 9.40. Açılı körük enerji yutucu takviyeli gövde için kuvvet-yer değiştirme grafiği.

9.3.3. Yalın ve enerji yutucu takviyeli otobüs analizlerinin karşılaştırılması

Yalın haldeki ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdeleri önceki kısımlarda ayrı ayrı ele alınmıştı. Bu kısımda ise yalın haldeki gövde ile üç farklı enerji yutucu takviyesi yapılan gövdeler birlikte ele alınacak ve karşılaştırmalı olarak değerlendirilecektir.

Çarpışma analizi sonucunda yalın haldeki otobüs gövdesi, konik, körük ve açılı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinde meydana gelen hasar Şekil 9.41’de görülmektedir.



Şekil 9.41. Yalın ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinin görünümü (*Yalın, konik yutucu takviyeli, körük yutucu takviyeli, açılı körük yutucu takviyeli*);

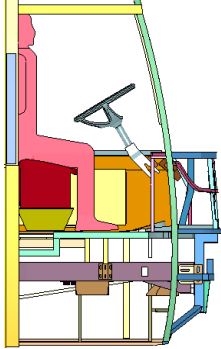
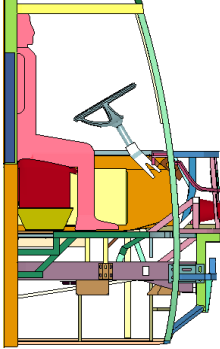
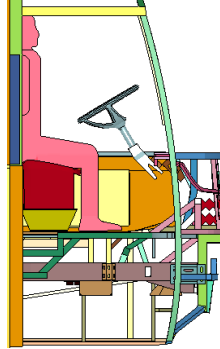
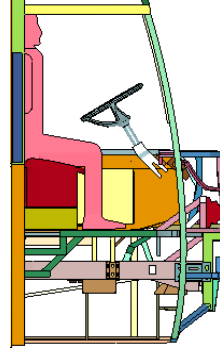
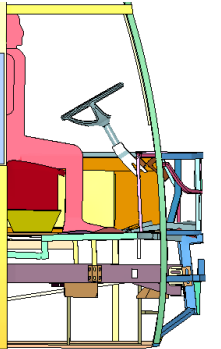
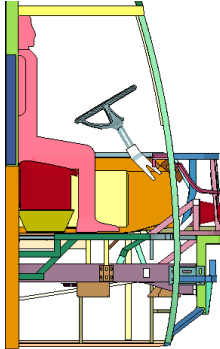
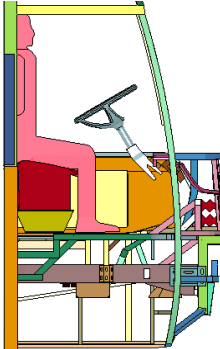
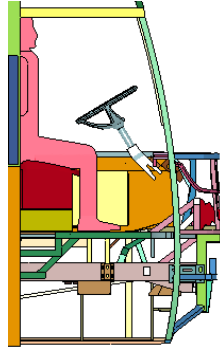
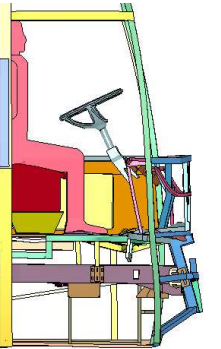
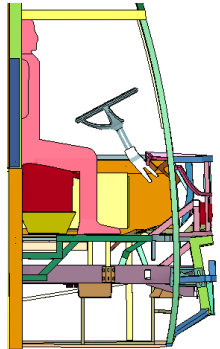
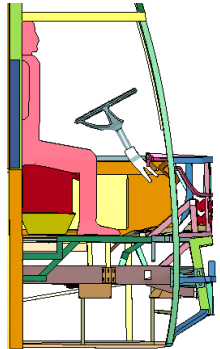
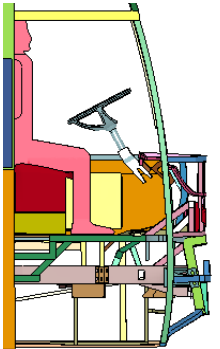
(a) çarpışmadan önce, (b) çarpışmadan sonra.

ECE R-29 yönetmeliği gereksinimlerini karşılama durumuna bakıldığı zaman yalın haldeki otobüs gövdesinde sürücü yaşam mahallinin korunamadığı ve gereksinimlerinin karşılanamadığı görölmüştür. Enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinde ise sürücü yaşam mahallinin korunması yönünde yapılan çalışmalar olumlu sonuç vermiş ve enerji yutucu takviyeli üç gövdede de yönetmelik gereksinimin karşılandığı sonucuna varılmıştır.

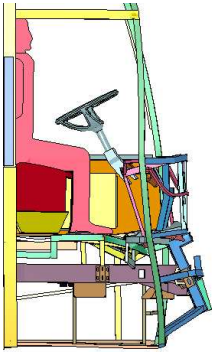
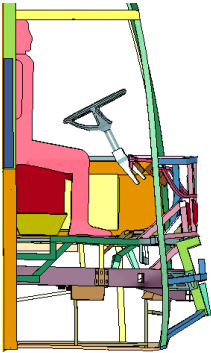
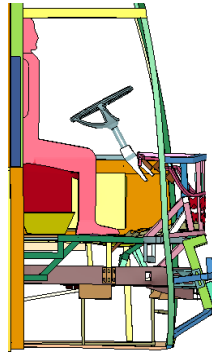
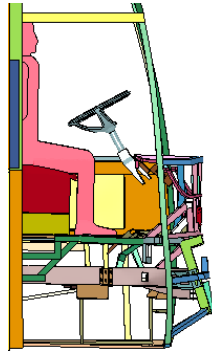
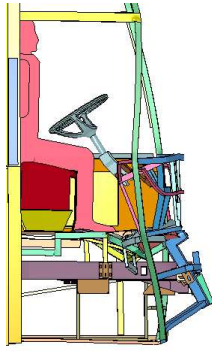
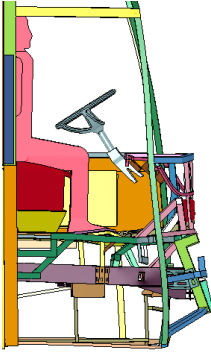
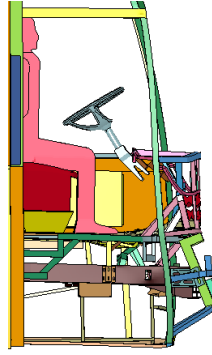
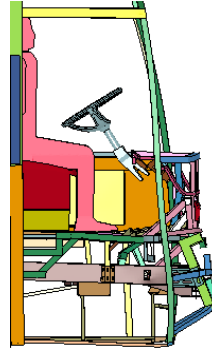
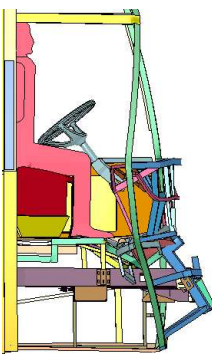
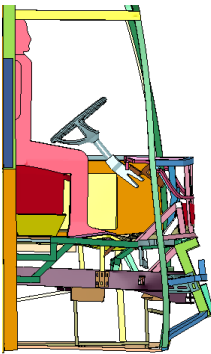
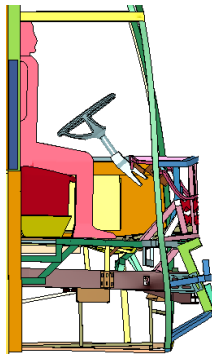
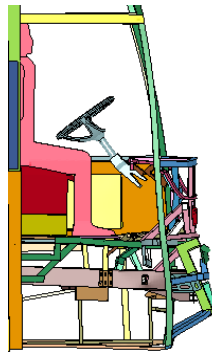
Yalın haldeki, konik enerji yutucu takviyeli, körük enerji yutucu takviyeli ve açılı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinde meydana gelen deformasyon Şekil 9.42'de zamana bağlı olarak gösterilmektedir.

Zamanla gerçekleşen deformasyonlar incelenirken üzerinde durulması gereken konu direksiyon simidinin manken sürücüye göre konumudur. Direksiyon simidinin hareketinin yanı sıra otobüsü oluşturan yapısal elemanlarda meydana gelen deformasyonlar da önem arz etmekle birlikte ECE R-29 yönetmeliğinin gereksinimlerini karşılayıp karşılayamamada doğrudan etkisinin olmadığı söylenebilir. Otobüs gövdesinin ne şekilde deforme olduğundan çok sürücü yaşam mahallinin korunup korunmadığı üzerinde durulması yönetmelik gereksinimlerinin karşılanması noktasında büyük önem arz etmektedir.

Yalın otobüs gövdesi ve üç farklı enerji yutucu takviyeli otobüs gövdeleri karşılaştırıldığında sadece yalın haldeki gövdenin gereksinimleri karşılayamadığı ve sürücü yaşam mahallinin direksiyon simidi tarafından ihlal edildiği görölmektedir. Enerji yutucu takviyeli gövdelerde ise sürücü yaşam mahalli ihlal edilmemiş olup sadece konik enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinde direksiyon simidinin sürücüye çok fazla yaklaştığı ve sürücü yaşam mahallinin kritik durumda olduğu söylenebilir. Körük ve açılı körük enerji yutucu takviyeli gövdelerde ise sürücü yaşam mahalli nispeten daha iyi korunmuştur. Direksiyon hareketinin en fazla kısıtlandığı gövde ise körük enerji yutucu takviyeli olan gövdedir. Dolayısıyla çarpışma sonucunda en fazla yaşam alanı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinde elde edilmiştir.

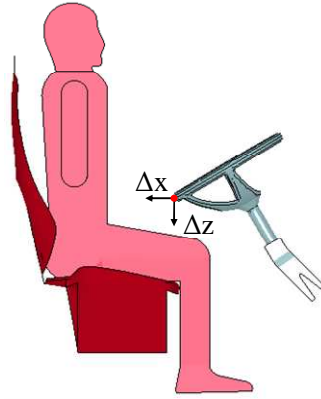
Yalın otobüs gövdesi	Konik enerji yutucu takviyeli	Körük enerji yutucu takviyeli	Açılı körük enerji yutucu takviyeli
			
$t = 0 \text{ ms}$			
			
$t = 10 \text{ ms}$			
			
$t = 20 \text{ ms}$			

Şekil 9.42. Yalın haldeki ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinin zamana bağlı ezilme davranışları.

Yalın otobüs gövdesi	Konik enerji yutucu takviyeli	Körük enerji yutucu takviyeli	Açılı körük enerji yutucu takviyeli
			
$t = 30 \text{ ms}$			
			
$t = 40 \text{ ms}$			
			
$t = 50 \text{ ms}$			

Şekil 9.42 (devam). Yalın haldeki ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinin zamana bağlı ezilme davranışları.

Çarpışma sonucunda kalan sürücü yaşam mahalli analiz görüntülerinde net bir şekilde görülmektedir. Bunun yanında direksiyon simidi üzerinde seçilen bir noktanın analiz esnasındaki yer değiştirmesinin incelenmesi yerinde olacaktır. Şekil 9.43'te direksiyon simidinin sürücü mankene göre konumu görülmektedir. Direksiyon üzerindeki noktanın hareketine bakılarak direksiyon simidinin mankene ne kadar yaklaştığı görülebilir.



Şekil 9.43. Direksiyon simidinin mankene göre konumu.

Direksiyon simidinin çarpışma anındaki düşeyde ve yataydaki maksimum yer değiştirmeleri Çizelge 9.2'de görülmektedir. Özellikle yataydaki yer değiştirme değerleri incelendiğinde direksiyon simidinin hareketinin ne kadar engellenebildiği görülebilmektedir. Yalın haldeki otobüs gövdesinde direksiyon simidi yatayda 233 mm yer değiştirmişken bu değer körük enerji yutucu takviyeli gövde için 112 mm olarak ölçülmüştür.

Direksiyon simidinin yer değiştirmesinin yanı sıra her bir gövde için enerji yutucular tarafından emilen enerji değeri ve çarpışma esnasındaki ezilme kuvveti değerleri de Çizelge 9.2'de görülmektedir. En yüksek enerji emilimi 8,9 kJ ile körük enerji yutucu tarafından sağlanırken en düşük maksimum ezilme kuvveti de yine körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin ezilmesi sırasında ortaya çıkmıştır.

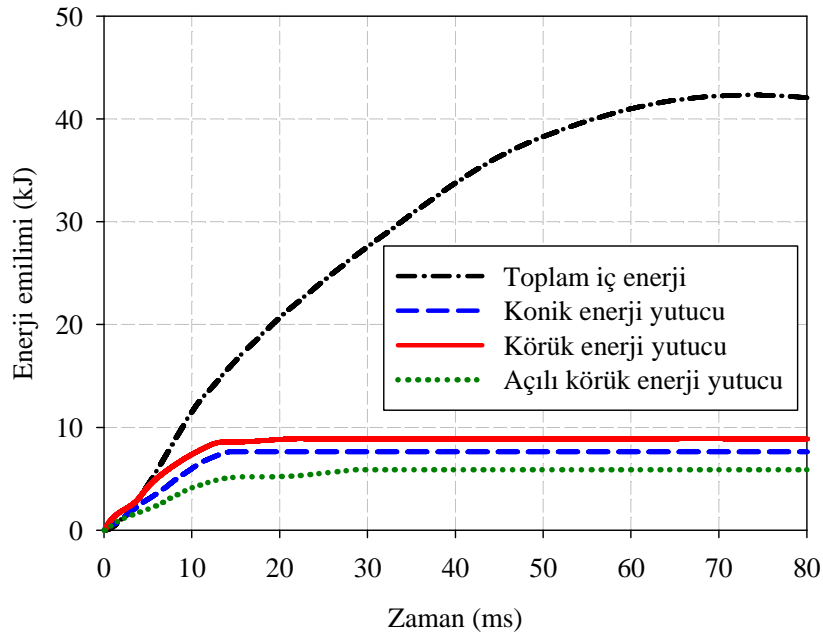
Çizelge 9.2. Yalın ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinin karşılaştırılması.
(Enerji yutucular tarafından emilen enerji, maksimum ezilme kuvveti ve direksiyon simidi üzerinde seçilen noktanın yer değiştirmesi.)

	Enerji yutucu tarafından emilen enerji (kJ)	Maksimum ezilme kuvveti (kN)	Direksiyon simidinin yer değiştirmesi	
			Δx (mm)	Δz (mm)
Yalın otobüs gövdesi	-	129	233	107
Konik enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesi	7,6	356	130	146
Körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesi	8,9	304	112	78
Açılı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesi	5,9	386	121	58

Enerji yutucularda enerji emilimi verimliliğinin yüksek olmasının düşük ezilme kuvveti ve yüksek enerji emilimi ile mümkün olabileceğinde daha önce bahsedilmiştir. Enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerini karşılaştırırken sürücü yaşam mahallinin yanı sıra bu durum da göz önünde bulundurulmalıdır. Enerji emilimi değerleri incelendiğinde en yüksek enerji emiliminin 8,9 kJ ile körük enerji yutucu tarafından sağlandığı görülmektedir. Daha sonra ise 7,6 kJ ile konik enerji yutucu ve en az enerji emilimi ise 5,9 kJ değeri ile açılı körük enerji yutucu tarafından elde edilmiştir. Ezilme kuvveti değerlerine bakıldığında ise en düşük ezilme kuvvetinin körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinde gerçekleştiği görülmektedir.

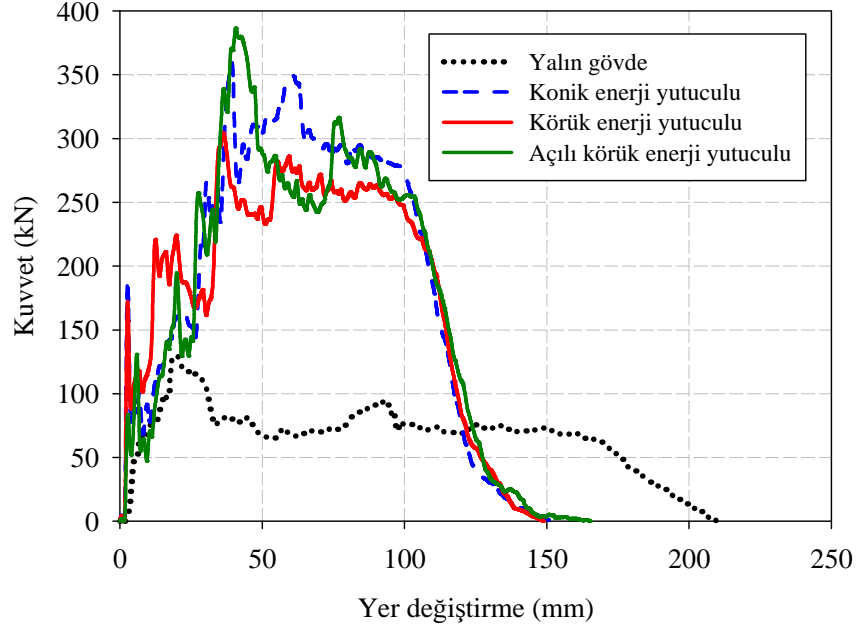
Hem sürücü yaşam mahalli hem de enerji emilimi ve maksimum ezilme kuvveti değerleri göz önünde bulundurulduğunda körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinin diğer gövdeler arasında enerji emme karakteristiği bakımından en verimli olduğu sonucuna varılabilir.

Enerji yutucu takviyelerinin toplam enerji emilimine olan katkısı Şekil 9.44'teki enerji emilimi-zaman grafiğinde karşılaştırmalı olarak görülmektedir. Enerji emilimine en fazla katkı sağlayan enerji yutucu körük enerji yutucudur. Körük enerji yutucu 8,9 kJ değerindeki enerji emilimi ile toplam enerji emiliminin % 21'ini gerçekleştirmiştir. Konik enerji yutucu ve açılı körük enerji yutucu ise sırasıyla 7,6 ve 5,9 kJ enerji emilimi ile enerji emilimine katkı sağlamışlardır. Bu katkı konik enerji yutucu için % 18 ve açılı körük enerji yutucu için ise % 14 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 9.44. Toplam enerji emilimi ve enerji yutucu enerjileri.

Her bir otobüs gövdesi için ezilme kuvveti-yer değiştirme grafiği Şekil 9.45'te görülmektedir. Burada gösterilen ezilme kuvvetleri aynı zamanda çarpışma sırasında oluşan tepki kuvveti olarak da ifade edilebilir. Yalın haldeki otobüs gövdesindeki maksimum ezilme kuvveti diğer gövdelerdekine kıyasla çok küçüktür. Bunun nedeni zayıf haldeki gövdenin darbeye karşı fazla direnç gösterememesidir. Yapı sağlamlaştıkça bu tepki kuvveti artmış ve enerji yutucu takviyeli gövdelerde daha yüksek tepki kuvvetleri elde edilmiştir. Yalın haldeki otobüs gövdesinde ortaya çıkan maksimum tepki kuvveti 129 kN iken en yüksek tepki kuvveti 386 kN ile açılı körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinde ve en düşük tepki kuvveti de 304 kN ile körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesinde gerçekleşmiştir.

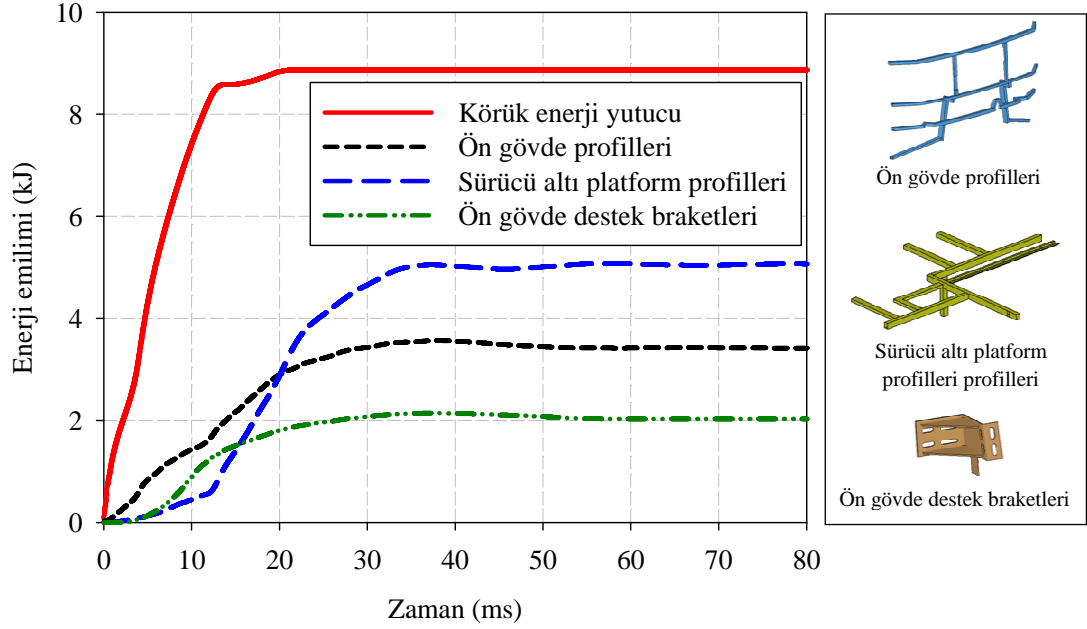


Şekil 9.45. Yalın ve enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinde tepki kuvveti-yer değiştirme grafiği karşılaştırması.

Yapılan analizlerde her ne kadar enerji yutucuların enerji emilimine katkısı üzerinde durulmuş olsa da çarpışma enerjisi sadece enerji yutucular tarafından karşılanmamıştır. Otobüs gövdesini oluşturan diğer yapısal parçaların enerji emilimine önemli katkıları olmuştur. Enerji emilimine önemli katkıda bulunan diğer parçaların emdikleri enerji miktarlarından da bahsetmek gerekmektedir. En fazla enerji emilimi sağlayan körük enerji yutucu ile nispeten daha yüksek enerji emen otobüs parçaları arasında enerji emilimi kıyaslaması yapılabilir. Otobüs gövdesini oluşturan tüm parçalar dikkate alındığında körük enerji yutucudan sonra en fazla enerji emilimi sağlayan parçalar, sürücü altı platform profilleri, ön gövdeyi oluşturan profiller ve ön gövde destek profilleri olarak ifade edilebilir. Bahsedilen bu parçalar ve körük enerji yutucu tarafından emilen enerji miktarları Şekil 9.46'daki enerji emilimi-zaman grafiğinde karşılaştırmalı olarak görülebilmektedir.

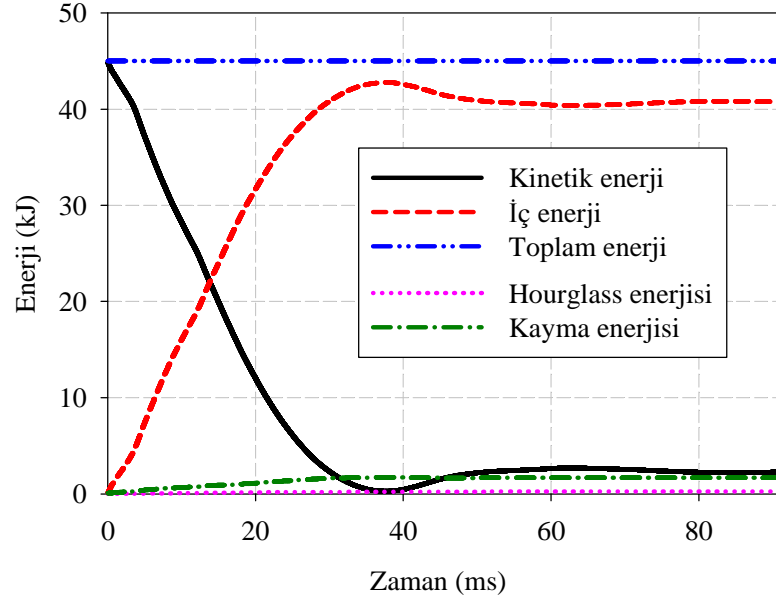
Körük enerji yutucunun enerji emilimine olan katkısının 8,9 kJ olduğundan daha evvel bahsedilmiştir. Bunun yanında sürücü alt platform profilleri 5,1 kJ, ön gövdeyi

oluşturan profiller 3,6 kJ ve ön gövde tutucu braketleri 2,2 kJ enerji emerek toplam enerji emilimine önemli derecede katkı sağlamışlardır.



Şekil 9.46. Körük enerji yutucu ve diğer parçaların enerji emilimine katkısı.

En verimli olarak öne çıkan gövde olan körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesi için enerji-zaman grafiği Şekil 9.47’de görülmektedir. Toplam enerjinin olması gerektiği gibi sabit olduğu ve toplam ilk kinetik enerjinin 42,4 kJ kadarının iç enerjiye (emilen enerji) dönüştüğü görülmektedir. Bu değer 45 kJ olan toplam ilk enerjinin yaklaşık % 94’üne tekabül etmektedir. Toplam enerjinin kalanı ise hourglass ve kayma enerjileridir. Bu enerji değerlerinin iç enerjiden çok çok küçük olması doğruluk gereksinimidir. Hourglass enerji toplam iç enerjinin en fazla %10’u kadar olabilir. Dolayısıyla yapılan analizlerin doğruluk gereksinimini karşıladığı söylenebilir. Ayrıca toplam enerji korunduğu için analizlerin kararlı olduğu söylenebilir.



Şekil 9.47. Çarpışma analizi için enerjinin korunumu grafiği (körük enerji yutucu takviyeli otobüs gövdesi için).

10. DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR

Tez kapsamında ilk olarak enerji yutucular üzerinde çalışılmış ve farklı kesitli enerji yutucular analiz edilerek çarpışmaya karşı verimlilikleri ortaya konulmuştur. Dairesel, kare ve altıgen kesitli düz ve konik enerji yutucular denenmiş ve en verimli olan enerji yutucu üzerinde malzeme çıkarma ve kademelendirme gibi bir takım işlemler yapılarak enerji yutucular iyileştirilmeye çalışılmıştır.

Enerji yutuculara ilişkin yapılan çalışmada şu sonuçlar elde edilmiştir:

- Enerji emilimi et kalınlığı ile doğru, maksimum ezilme kuvveti ile ters orantılıdır.
- İncelenen üç farklı kesit arasında enerji emilim karakteristikleri bakımından en verimli olanı $12,5^\circ$ yarı-koniklik açısına ve 2 mm et kalınlığına sahip olan dairesel kesitli konik enerji yutucudur.
- $12,5^\circ$ yarı-koniklik açısına ve 2 mm et kalınlığına sahip farklı kesitli enerji yutucular karşılaştırıldığında emilen enerji değerlerinde çok fazla fark olmamasına karşın maksimum ezilme kuvveti değerlerinde büyük farklar ortaya çıkmaktadır. Bu parametrelerdeki yutucular için ezilme kuvvetinin en yüksek olduğu enerji yutucu kare kesitli olanıdır.
- Malzeme çıkarma ve kademelendirme işlemleri yapılarak enerji emilimini çok fazla azaltmadan ezilme kuvvetlerini düşürmek mümkündür.
- $12,5^\circ$ yarı-koniklik açısına ve 2 mm et kalınlığına sahip dairesel kesitli enerji yutucu üzerinde yapılan kademelendirme işlemi ile ezilme kuvvetleri önemli ölçüde düşürülmüştür. % 48 olan ezilme kuvveti verimi kademelendirme sonucunda % 72'ye kadar çıkarılmıştır.

Enerji yutucu çalışmalarından sonra otobüs gövdesinin çarpışma analizi ve testi gerçekleştirilmiştir. Öncelikle yalın haldeki otobüs gövdesi test edilmiş daha sonra ise farklı enerji yutucu takviyeli otobüs gövdelerinin çarpışma analizleri yapılmıştır. Yapılan çarpışma testi ve analizlerinden şu sonuçlar çıkarılmıştır:

- Otobüs gövdesi için oluşturulan sayısal model test ile doğrulanmaya çalışılmış ve sonuçların örtüştüğü görülmüştür.
- Yalın haldeki otobüs gövdesinin ECE R-29 yönetmeliğinin gereksinimi olan sürücü yaşam mahallinin korunmasını sağlayamamış ve testte başarısız olmuştur.
- Enerji yutucu takviyesi olmaksızın otobüs gövdesinde yapılan değişiklik ve takviyelerle birlikte çarpışmaya karşı çok daha sağlam bir otobüs gövdesi elde edilmiştir.
- Konik, körük ve açılı körük enerji yutucu takviyeleri ile sürücü yaşam alanı artırılmaya çalışılmıştır.
- Yapılan enerji yutucu takviyeleriyle birlikte sürücü yaşam mahalli korunmuş ve böylelikle ECE R-29 gereksinimleri karşılanmıştır.
- İncelenen üç farklı enerji yutucu arasında sürücüye en fazla yaşam alanı sağlayan yutucunun körük enerji yutucu olduğu belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Fallon, I., O'Neill, D., The World's First Automobile Fatality, *Accident Analysis and Prevention*, 37, 601-603, 2005.
- [2] Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection-Part I, American Iron and Steel Institute, 2000 Town Center, Southfield, Michigan, 2004.
- [3] ECBOS-Enhanced Coach and Bus Occupant Safety Summary Report, UNECE Informal Document: GRSG 86-4, 2004.
- [4] Evaluation of Occupant Protection in Busses, Rona Kinetics and Associates Ltd., North Vancouver, BC, Canada, Report RK02-06, 2002.
- [5] Langwieder, K., Gwehenberger, J., Bende, J., Coaches and Buses in the Accident Scene Results of a Study Regarding Passenger Protection, 33rd Meeting of Bus and Coach Experts International Conference on Vehicle Safety and Reliability, Keszthely, Hungary, Eylül 2002.
- [6] "National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), Fatality Analysis Reporting System", <http://www-fars.nhtsa.dot.gov/Vehicles/VehiclesBuses.aspx>, erişim tarihi: 10.07.2010.
- [7] Karayolu Trafik Kaza İstatistikleri, Emniyet Genel Müdürlüğü ve Türkiye İstatistik Kurumu, 2007.
- [8] "ECE R-29", Regulation No. 29; uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants of the cab of a commercial vehicle; Revision 1, 1998.
- [9] Jin, S.Y., Altenhof, W., Comparison of the Load/Displacement and Energy Absorption Performance of Round and Square Aa6061-T6 Extrusions Under a Cutting Deformation Mode, *International Journal of Crashworthiness*, 12(3), 265-278, 2007.
- [10] Alkoles, O.M.S., Mahdi, E., Hamouda, A.M.S., Sahari, B.B., Ellipticity Ratio Effects in the Energy Absorption of Axially Crushed Composite Tubes, *Applied Composite Materials*, 10, 339-363, 2003.
- [11] Chathbai, A., 2007, Parametric Study of Energy Absorption Characteristic of a Rectangular Aluminum Tube Wrapped With E-Glass/Epoxy, *Master Tezi*, Wichita State University, Mechanical Engineering Department, Kansas, USA.
- [12] Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection-Part II, American Iron and Steel Institute, 2000 Town Center, Southfield, Michigan, 2004.
- [13] Gupta, N.K., Prasad Easwara, G.L., Gupta, S.K., Plastic Collapse of Metallic Conical Frusta of Large Semi-apical Angles, *International Journal of Crashworthiness*, 2, 349-66, 1997.
- [14] Jensen, Ø., Langseth, M., Hopperstad, O.S., Experimental Investigations on the Behaviour of Short to Long Square Aluminium Tubes Subjected to Axial Loading, *International Journal of Impact Engineering*, 30, 973-1003, 2004.
- [15] Karagiozova, D., Alves, M., Transition From Progressive Buckling to Global Bending of Circular Shells Under Axial Impact-Part I: Experimental and Numerical Observations, *International Journal of Solids and Structures*, 41, 1565-1580, 2004.
- [16] Karagiozova, D., Jones N., On the Mechanics of the Global Bending Collapse of Circular Tubes Under Dynamic Axial Load-Dynamic Buckling Transition, *International Journal of Impact Engineering*, 35, 397-424, 2008.

- [17] Abramowicz, W., Jones, N., Transition From Initial Global Bending to Progressive Buckling of Tubes Loaded Statically and Dynamically. *International Journal of Impact Engineering*, 19(5/6), 415-37, 1997.
- [18] Abramowicz, W., Jones, N., Dynamic Axial Crushing of Square Tubes. *International Journal of Impact Engineering*, 2(2), 179-208, 1984.
- [19] Alghamdi, A.A.A., Collapsible Impact Energy Absorbers: An Overview, *Thin-Walled Structures*, 39, 189-213, 2001.
- [20] Langseth, M., Hopperstad, O.S., Static and Dynamic Axial Crushing of Square Thin-walled Aluminum Extrusions, *Journal of Impact Engineering*, 18, 949-968, 1996.
- [21] Langseth, M., Hopperstad, O.S., Berstad, T., Crashworthiness of Aluminium Extrusions: Validation of Numerical Simulation, Effect of Mass Ratio and Impact Velocity, *International Journal of Impact Engineering*, 22, 829-854, 1999.
- [22] Hou, S., Li, Q., Long, S., Yang, X., Li W., Multiobjective Optimization of Multi-cell Sections for the Crashworthiness Design, *International Journal of Impact Engineering*, 35, 1355-1367, 2008.
- [23] Nagel, G.M., Thambiratnam, D.P., A Numerical Study on the Impact Response and Energy Absorption of Tapered Thin-walled Tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, 46, 201-216, 2004.
- [24] Nagel, G.M., Thambiratnam, D.P., Dynamic Simulation and Energy Absorption of Tapered Tubes Under Impact Loading, *International Journal of Crashworthiness*, 9(4), 389-399, 2004.
- [25] Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Ioannidis, M.B., Kostazos, P.K., Hassiotis, G., Finite Element Simulation of the Axial Collapse of Thin-wall Square Frusta, *International Journal of Crashworthiness*, 6(2), 155-164, 2004.
- [26] Mirfendereski, L., Salimi, M., Ziaei-Rad, S., Parametric Study and Numerical Analysis of Empty and Foam-filled Thin-walled Tubes Under Static and Dynamic Loadings, *International Journal of Mechanical Sciences*, 50, 1042-1057, 2008.
- [27] Ahmad, Z., Thambiratnam, D.P., Dynamic Computer Simulation and Energy Absorption of Foam-filled Conical Tubes Under Axial Impact Loading, *Computers and Structures*, 87, 186-197, 2009.
- [28] Elgalai, A.M., Mahdi, E., Hamouda, A.M.S., Sahari, B.S., Crushing Response of Composite Corrugated Tubes to Quasi-static Axial Loading, *Composite Structures*, 66, 665-671, 2004.
- [29] Singace, A.A., El-Sobky, H., Behavior of Axially Crushed Corrugated Tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, 39(3), 249-268, 1997.
- [30] Hosseinipour, S.J., Daneshi, G.H., Energy Absorption and Mean Crushing Load of Thin-walled Grooved Tubes Under Axial Compression, *Thin-Walled Structures*, 41(1), 31-46, 2003.
- [31] Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Ioannidis, M.B., Kostazos, P.K., Kastanias, S.N., Numerical Modelling of the Axial Plastic Collapse of Externally Grooved Steel Thin-walled tubes, *International Journal of Crashworthiness*, 8(6), 583-590, 2003.
- [32] Lee, S., Hahn, C., Rhee, M., Oh, J., Effect of Triggering on the Energy Absorption Capacity of Axially Compressed Aluminum Tubes, *Material Design*, 20, 31-40, 1999.

- [33] Raich, H., Safety Analysis of the New Actros Megaspaces Cabin According to ECE-R29/02, 4th European LS-DYNA Users Conference, Ulm, Germany, Mayıs 2003.
- [34] Castro, I.J., Jokuszies, M., Altamore, P., Lee, W., Simulation of Occupant Response in the ECE R29 Safety Test, 4th MADYMO User's Meeting of The America's, Detroit, Eylül 2001.
- [35] Matolcsy, M., Technical Questions Of Bus Safety Bumpers, NHTSA, Paper number 05-0161, 2005.
- [36] Tech, T.W., Iturrioz, I., Morsch, I.B., Study of a Frontal Bus Impact Against a Rigid Wall, Impact Loading of Lightweight Structures, 49, 509-520, 2005.
- [37] de Coo, P., Hazelebach, R., van Oorschot, E., Wessels, J., Improved Safety for Drivers and Couriers of Coaches, 17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Amsterdam, Netherlands, Haziran 2001.
- [38] Ls-Dyna Theory Manual, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, California, Mart 2006.
- [39] Ls-Dyna Keyword User's Manual, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, California, Mayıs 2010.
- [40] "Ls-Dyna Support" erişim adresi: <http://www.dynasupport.com/tutorial/ls-dyna-users-guide/energy-data>, erişim tarihi: 13.03.2010.
- [41] "Ls-Dyna Support Blog" erişim adresi: <http://blog2.d3view.com/?p=106>, erişim tarihi: 08.09.2010.
- [42] Dr.-Ing. Ulrich Stelzmann (Ls-Dyna Support) ile yapılan 9 Aralık 2010 tarihli yazışma.
- [43] Bala, S., Contact Modeling in Ls-Dyna, Part 1: Some Recommendations, Livermore Software Technology Corporation, Ağustos 2001.
- [44] Abramowicz, W., Jones, N., Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes, International Journal of Impact Engineering, 4(4), 243-270, 1986.
- [45] Reid, S.R., Reddy, T.Y., Gray, M.D., Static and Dynamic Axial Crushing of Foam-filled Sheet Metal Tubes, International Journal of Mechanical Sciences, 28(5), 295-322, 1986.
- [46] Reid, S.R., Reddy, T.Y., Static and Dynamic Crushing of Tapered Sheet Metal Tubes of Rectangular Cross-section, International Journal of Mechanical Sciences, 28, 623-637, 1986.
- [47] Wang, B., Lu, G., Mushrooming of Circular Tubes Under Dynamic Axial Loading, Thin-Walled Structures, 40, 167-182, 2002.
- [48] Lu, G., Yu, T., Energy Absorption of Structures and Materials, *CRC Press LLC*, NW Boca Raton, FL 33431, USA, 2003.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : CERİT, Muhammed Emin
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 13.03.1986, Eskişehir
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (555) 562 36 47
e-posta : mecerit@etu.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2008-2011	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

- Acar, E., Guler, M.A., Gerçeker, B., **Cerit, M.E.**, Bayram, B., "Multi-objective crashworthiness optimization of tapered thin-walled tubes with axisymmetric indentations", *Thin-Walled Structures*, 49 (1), 94-105, 2011.
- Guler, M.A., **Cerit, M.E.**, Bayram, B., Gerçeker, B., Karakaya, E., "Comparison of energy absorption capacity of various crashbox designs for frontal crash", *International Journal of Crashworthiness*, 15 (4), 377-390, 2010.
- **Cerit, M.E.** Guler, M.A., Bayram, B., Yolum, U., "Improvement of the Energy Absorption Capacity of an Intercity Coach for Frontal Crash Accidents, 11th International LS-DYNA Users Conference, Detroit, Michigan, June 2010.
- **Cerit, M.E.**, Guler, M.A., Bayram, B., Gerçeker, B., Karakaya, E., "Farklı Kesitli Ezilme Kutularının Enerji Yutma Kapasitelerinin Karşılaştırılması", 16. Ulusal Mekanik Kongresi, Kayseri, Türkiye, Haziran 2009.