



T.C

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE “BODY IN WHITE” OPTİMİZASYONU VE ÖN
ÇARPIŞMA BÖLGESİNİN MODELLENMESİ**

Fahri Berk BİLBAY

Prof. Dr. Mustafa Cemal ÇAKIR

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2019

Her Hakkı Saklıdır.

TEZ ONAYI

* Fahri Berk BİLBAY tarafından hazırlanan "OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE BODY IN WHITE OPTİMİZASYONU VE ÖN ÇARPIŞMA BÖLGESİNİN MODELLENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Mustafa Cemal ÇAKIR

Üye : Prof. Dr. Mustafa Cemal ÇAKIR

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza



Üye : Prof. Dr. Agah UĞUZ

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza



Üye : Prof. Dr. Ali ORAL

Balıkesir Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylım.

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

Enstitü Müdürü

28 / 05 / 2019

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - başkalarının eserlerinden yararlanması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
 - atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
 - kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
 - ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı
- beyan ederim.

28 / 05 / 2019

İmza



Fahri Berk BİLBAY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE “BODY IN WHITE” OPTİMİZASYONU VE ÖN ÇARPIŞMA BÖLGESİNİN MODELLENMESİ

Fahri Berk BİLBAY

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mustafa Cemal ÇAKIR

Otomotiv güvenliği ile ilgili 1990’lı yıllardan sonra çok önemli gelişmeler yaşanmış ve yolcu güvenliği otomotiv üreticileri için bir pazarlama özelliği haline gelmiştir. Son yıllarda ise otomotiv firmalarında büyük bir rekabet ortamının oluşmasıyla birlikte araçlarda güvenli yaşam kafesi oluşturmak için birçok güvenlik çözümleri sunulmaktadır. Güvenli yaşam kafesi oluşturulmasında en kilit rollerden birini aracın ön gövdesindeki çarpışma bölgesi üstlenmektedir. Ön çarpışma bölgesinden beklenen görev, yüksek enerji emme kabiliyetine sahip olmasıyla kaza anında önden çarpma sonucu oluşabilecek kuvvetleri en iyi şekilde sönmüleyerek sürücüyü meydana gelebilecek darbelerden korumasıdır.

Bu tezde otomobillerde güvenli bir yaşam kafesi oluşturmak amacıyla yarım araç modeli kullanılmış ve beş farklı ön çarpışma bölgesi modelinin çarpışma performansları incelenmiştir. Araçtaki çok yönlü ve sürekli yük yollarını elde etmek amacıyla burulma, bükülme ve önden çarpma senaryoları Optistruct ile oluşturulmuş ve aracın topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Elde edilen yük yolları baz alınarak araç ön çarpışma bölgesi elemanları Siemens NX ile tasarlanmıştır. Ön çarpışma bölgesi elemanlarının malzeme tanımları, bağlantı bölgeleri ve kabuk eleman yapıları Altair Hypermesh yazılımı ile oluşturulmuş ve böylece ön işlem prosesi tamamlanmıştır. Sonuçları daha iyi yorumlamak amacıyla beş farklı ön çarpışma bölgesi modeli oluşturulmuş ve modellerin çözümü için Abaqus kullanılmıştır. Simülasyonlardan, her bir model tarafından sönmülenen enerji miktarı, oluşan toplam deplasman, yolcu kabinine iletilen yük miktarı ve çarpışma kuvveti verimliliği (CFE) sonuçları elde edilmiştir. Simülasyon sonuçları baz alınarak “S” şeklindeki üst çarpışma kolunun, ön çarpışma kollarındaki malzeme ve kalınlık farkının araç çarpışma performansına etkileri incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: ön çarpışma bölgesi, topoloji optimizasyonu, yaşam kafesi, sonlu elemanlar metodu, dinamik analiz, çoklu ve sürekli yük yolları

2019, xii+84 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

BODY IN WHITE OPTIMISATION IN AUTOMOTIVE INDUSTRY AND MODELLING OF THE FRONT CRUMPLE ZONE

Fahri Berk BİLBAY

Uludag University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Mustafa Cemal ÇAKIR

After the 1990s there have been many important developments regarding automotive safety, therefore security of passengers have become a marketing feature for automotive manufacturers. In recent years, with the emergence of a great competitive environment in automotive companies, many security solutions are offered to create a safe life cage for vehicles. One of the key points in the creation of a safe life cage is the crumple zone on the front of the vehicle. The task expected from the front crumple zone is the ability to absorb the forces that may occur as a result of a frontal collision in the event of an accident due to the high energy absorption capability and protect the driver from the impacts that may occur.

In this thesis, five different front crumple zone models were investigated in order to create a safer life cage in automobiles. Optistruct was used for the application of torsion, bending and frontal impact scenarios in order to obtain multiple and continuous load paths of the vehicle. Based on the required load paths, the front crumple zone elements were designed by using Siemens NX. Creating mesh of the front crumple zone elements, defining the materials and creating the connection zones were made by the Altair Hypermesh software and the pre-processing process was completed. In order to better interpret the results, five different front crumple zone models were created and the Abaqus software was used to solve the models. The amount of energy absorption by each element, the total displacement, the level of the load transferred to the passenger compartment and the crush force efficiency (CFE) results were obtained from the simulations. Based on the simulation results, the difference of material, the difference of wall thickness in front collision rail and “S” formed upper rail were investigated based on crush performance.

Keywords: front crumple zone, topology optimization, crashworthiness, life cage, finite elements method, explicit analysis, multiple and continuous load path

2019, xii+84 pages

TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca desteklerini esirgememiŐ olan aileme, tez çalıŐmamda ve yüksek lisans eğitimim boyunca bana yol göstermiş olan değerli danışman hocam Prof. Dr. Mustafa Cemal akır 'a, bilgileri ve tecrübeleriyle tez çalıŐmamda bana destek olan Doç.Dr Murat Reis'e ve Dr. Öğr. Üyesi Betül Gülçimen akan'a teŐekkürlerimi sunarım.

Fahri Berk BİLBAY

28 / 05 / 2019



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Body in White Elemanları.....	4
2.2. Otomotiv Sektöründe Kullanılan Çelikler.....	6
2.2.1. Çarpma Bölgesinde Kullanılan Çelikler.....	8
2.2.2. Yolcu Bölgesinde Kullanılan Çelikler.....	10
2.3. Otomotiv Sektöründe Kullanılan Alüminyum Malzemeler.....	10
2.4. Araç Gövde Tasarımında Çok Yönlü ve Sürekli Yük Yolları.....	11
2.5.Kaynak Araştırması.....	12
2.5.1. Topoloji Optimizasyonu ile İlgili Yapılan Çalışmalar.....	12
2.5.2. Çarpışma Kolu Malzemesiyle İlgili Yapılan Çalışmalar.....	14
2.5.3. Çarpışma Kolu Tasarımı ve Rijit Duvar Testiyle İlgili Yapılan Çalışmalar.....	15
2.5.4. Çok Yönlü ve Sürekli Yük Yollarıyla İlgili Yapılan Çalışmalar.....	17
3.MATERYAL VE YÖNTEM.....	20
3.1. Topoloji Optimizasyonu Aşaması.....	20
3.1.1. Tasarıma Dahil Olmayan Bölgelerin Belirlenmesi.....	20
3.1.2. Tasarım Uzayının Belirlenmesi.....	21
3.1.3. Gövde Yapısal Yüklerin Tanımlanması ve Senaryoların Oluşturulması.....	22
3.1.4. Gerekli Yük Yollarının ve Eleman Yoğunluklarının Eldesi.....	26
3.2. Ön Çarpışma Bölgesi Tasarım Aşaması.....	29
3.2.1. Sadece Ön Çarpışma Koluna Sahip Çarpışma Bölgesinin Tasarımı.....	29
3.2.2. Ön ve Üst Çarpışma Koluna Sahip Çarpışma Bölgesinin Tasarımı.....	31
3.3. Ön Çarpışma Bölgesinin Ön İşlem Aşaması.....	38
3.4. Ön Çarpışma Bölgesi Sonlu Elemanlar Analiz Aşaması.....	43
3.4.1. Malzeme Tanımının Yapılması.....	43
3.4.2. Rijit Duvara Kütle Tanımlanması.....	44
3.4.3. Önden Çarpışma Senaryosu (Rijit Duvar Testi) Oluşturulması.....	45
3.4.4. Analiz Süresinin Belirlenmesi.....	45
3.4.5. Simülasyon Çıktılarının Belirlenmesi.....	46
3.4.6. Kabuk Eleman Tiplerinin Tanımlanması.....	47
3.4.7. Punta Kaynağın Tanımlanması.....	47
3.4.8. Komponentler Arasında İlişki Tanımlanması.....	48
3.4.9. Sınır Şartların Tanımlanması.....	48
3.4.10. Analiz Sonrası Verilerin Eldesi.....	49
3.5. Çarpışma Performanslarını Karşılaştırmak Üzere Modellerin Oluşturulması.....	50
4.BULGULAR.....	52
4.1 Malzeme Tipinin Çarpışma Performansına Etkisi.....	52

4.1.1. Malzeme Tipinin Model 1 ve 2'nin Çarpışma Performansına Etkisi	52
4.1.2. Malzeme Tipinin Model 3 ve 4'ün Çarpışma Performansına Etkisi	54
4.2. Malzeme Kalınlığının Çarpışma Performansına Etkisi.....	57
4.2.1. Malzeme Kalınlığının Model 1'in Çarpışma Performansına Etkisi.....	57
4.2.2. Malzeme Kalınlığının Model 3'ün Çarpışma Performansına Etkisi.....	60
4.3. "S" Şekline Sahip Üst Çarpışma Kolunun Çarpışma Performansına Etkisi	64
4.4. A1. "S" Şeklindeki Çarpışma Kolunun Çarpışma Performansına Etkisi	70
4.4.1. Model 1 ve Model 5'in Çarpışma Performanslarının Karşılaştırılması.....	74
4.4.2. Model 3 ve Model 5'in Çarpışma Performanslarının Karşılaştırılması.....	75
5.TARTIŞMA VE SONUÇ	78
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	84



KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltmalar

BIW
AHSS
UHSS
HSLA
DP
CAD
CFE
MDO
FCA
RF
BC

Açıklama

Body in White
Advanced-High Strength Steels
Ultra-High Strength Steels
High Strength Low Alloy
Dual Phase
Computer Aided Design
Crush Force Efficiency
Multidisciplinary Design Optimization
Fiat Chrysler Automobiles
Reaction Force
Boundary Condition

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Türkiye karayolu trafik kaza istatistikleri	1
Şekil 2.1. Sedan model aracın Body in White bölgesi	4
Şekil 2.2. Sedan model araçta kullanılan BIW malzemeleri	4
Şekil 2.3. Sedan model aracın üst gövdesi	5
Şekil 2.4. Sedan model aracın alt gövdesi	5
Şekil 2.5. AHSS sınıfları için Çekme Dayanımı – Uzama grafiği	7
Şekil 2.6. Sedan modeli aracın BIW Gerilim – Uzama grafiği	7
Şekil 2.7. Sedan modeli aracın çarpışma bölgeleri ve yaşam kafesi	8
Şekil 2.8. 6000 ve 7000 serisi alüminyum alaşımlarının çekme dayanımı – uzama diagramı	11
Şekil 2.9. Bükülme (soldaki) ve burulma (sağdaki) rijitliği için uygulanan yükler ve sınır şartları	13
Şekil 2.10. Audi A8L ön çarpışma bölgesinin yük yolu dağılımı	17
Şekil 2.11. Audi A8L araç alt gövdesinin yük yolu dağılımı	18
Şekil 2.12. Mazda Skyactiv ön çarpışma bölgesinin yük yolu dağılımı	18
Şekil 2.13. Mazda Skyactiv alt gövdenin yük yolu dağılımı	19
Şekil 2.14. Volvo XC60 ön çarpışma bölgesinin yük yolu dağılımı	19
Şekil 3.1. Tasarıma dahil olmayan bölgeler	21
Şekil 3.2. Araç tasarım uzayı (soldaki) ve kesit görüntüsü (sağdaki)	21
Şekil 3.3. Bükülme senaryosu	23
Şekil 3.4. Bükülme senaryosunun toplam yer değiştirme sonucu	23
Şekil 3.5. Burulma senaryosu	24
Şekil 3.6. Burulma senaryosunun toplam yer değiştirme sonucu	24
Şekil 3.7. Önden çarpışma senaryosu	25
Şekil 3.8. Önden çarpışma senaryosunun toplam yer değiştirme sonucu	25
Şekil 3.9. Bükülme senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu dağılımı (ön görünüş) ...	27
Şekil 3.10. Bükülme senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu dağılımı (arka görünüş)	27
Şekil 3.11. Burulma senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu dağılımı (ön görünüş) ..	27
Şekil 3.12. Burulma durumu için gerekli eleman yoğunluğu dağılımı (arka görünüş) ..	28
Şekil 3.13. Önden çarpışma senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu (ön görünüş)	28
Şekil 3.14. Önden çarpışma senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu (arka görünüş) .	28
Şekil 3.15. Önden çarpışma durumu için gerekli yük yolu dağılımı (yandan görünüş) ..	29
Şekil 3.16. Tek çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesi (izometrik görünüş)	30
Şekil 3.17. Tek çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesinin iki boyutlu geometrisi .	30
Şekil 3.18. “S” şeklindeki üst çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesi yük yolu dağılımı (yandan görünüş)	31
Şekil 3.19. “S” şeklindeki üst çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesi yük yolu dağılımı (üstten görünüş)	32
Şekil 3.20. FCA punta kaynak normu	33
Şekil 3.21. “S” şeklindeki üst çarpışma kolunun iki boyutlu geometrisi	34
Şekil 3.22. Üst çarpışma kolu elemanları	34
Şekil 3.23. Üst çarpışma kolu –X yönündeki kesit görüntüsü	35
Şekil 3.24. Ön çarpışma kolu elemanları	36

Şekil 3.25. “S” şeklindeki üst çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesinin X yönündeki iki boyutlu görüntüsü	36
Şekil 3.26. Çarpışma kolu ve kutusu taraflarındaki flanş tasarımları (izometrik görünüş)	37
Şekil 3.27. Çarpışma kutusu tasarımı.....	38
Şekil 3.28. Ön tampon destek traversi (üst görünüş)	38
Şekil 3.29. Üst ve ön çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesinin ön işlem aşaması modeli (Hypermesh – Abaqus)	39
Şekil 3.30. Ön çarpışma kolu ile flanşı arasındaki kaynak bölgesi.....	40
Şekil 3.31. Çarpışma kolu tarafındaki flanş üzerindeki cıvata etkisinin gösterimi.....	41
Şekil 3.32. Çarpışma kutusunu ve çarpışma kollarını bağlayan flanşların kısıtları	41
Şekil 3.33. Temas yüzeyleri ve yönlencileri	42
Şekil 3.34. FEE340, DP600 çeliklerinin ve AL6060 alüminyumun plastik şekil değiştirme eğrileri	44
Şekil 3.35. %100 offsete ve 64 km/sa hıza sahip rijit duvar senaryosu	45
Şekil 3.36. Ön çarpışma bölgesi elemanlarının çıktıları	46
Şekil 3.37. Ön ve üst çarpışma kolu punta kaynak bölgeleri	47
Şekil 3.38. Çarpışma kolların en arkasındaki hareketi kısıtlanan bölge	48
Şekil 3.39. Rijit duvar üzerindeki referans noktası	49
Şekil 3.40. İdeal enerji emilim (a) ve pratik enerji emilim (b) eğrileri.....	51
Şekil 4.1. Model 1 ve Model 2 yolcu kabineye iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	53
Şekil 4.2. Model 1 ve Model 2 ön çarpışma kolu kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları	53
Şekil 4.3. Model 1 ve Model 2 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	54
Şekil 4.4. Model 3 ve Model 4 yolcu kabineye iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	55
Şekil 4.5. Model 3 ve Model 4 ön çarpışma kolları kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları	56
Şekil 4.6. Model 3 ve Model 4 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	56
Şekil 4.7. Model 1’in altı farklı kalınlığı için yolcu kabineye iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	58
Şekil 4.8. Model 1’in altı farklı kalınlığı için ön çarpışma kolu kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları	59
Şekil 4.9. Model 1’in altı farklı kalınlığı için yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	60
Şekil 4.10. Model 3’ün altı farklı kalınlığı için yolcu kabineye iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	62
Şekil 4.11. Model 3’ün altı farklı kalınlığı için yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	63
Şekil 4.12. Model 3’ün altı farklı kalınlığı için ön çarpışma kolu kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları	64
Şekil 4.13. Model 1 ve Model 3 sadece çarpışma kollarının enerji sönümlemesinin zaman ile değişimi.....	65
Şekil 4.14. Model 1 ve Model 3 çarpışma bölgesi elemanlarının sönümlendiği enerji miktarları	66

Şekil 4.15. Model 1 ve Model 3 yolcu kabinine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	67
Şekil 4.16. Model 1 ve Model 3 çarpışma kolları kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları	67
Şekil 4.17. Model 1 ve Model 3 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	68
Şekil 4.18. Model 3 ön ve üst çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı değişimi	69
Şekil 4.19. Model 1 ön çarpışma kolunun pik yaptığı andaki görüntüsü.....	69
Şekil 4.20. Model 3 ön (sağdaki) ve üst (soldaki) çarpışma kolunun pik yaptığı andaki görüntüleri	70
Şekil 4.21. Model 1, Model 3 ve Model 5 sadece çarpışma kollarının enerji sönmemesinin zaman ile değişimi	71
Şekil 4.22. Model 1,3 ve 5 çarpışma bölgesi elemanlarının sönmlediği enerji miktarları	71
Şekil 4.23. Model 5 çarpışma kolları kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları	72
Şekil 4.24. Model 5 ön ve üst çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı değişimi	73
Şekil 4.25. Model 5 ön (sağdaki) ve üst (soldaki) çarpışma kolunun pik yaptığı andaki görüntüleri	73
Şekil 4.26. Model 1 ve Model 5 yolcu kabinine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	74
Şekil 4.27. Model 1 ve Model 5 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	75
Şekil 4.28. Model 3 ve Model 5 yolcu kabinine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	76
Şekil 4.29. Model 3 ve Model 5 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi	76

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Otomobil sektöründe kullanılan çelik tipleri.....	6
Çizelge 3.1. FEE340 ve DP600 çeliklerinin elastik özellikleri.....	43
Çizelge 3.2. Alüminyum 6060 serisi malzemenin elastik özellikleri.....	43
Çizelge 3.3. Analiz için tasarlanan 5 farklı model	50
Çizelge 4.1. Simülasyonlardan elde edilen sonuçların beş farklı model için karşılaştırılması	77



1. GİRİŞ

Otomotiv gövde parçaları, araç tasarımına, ağırlığına ve en önemlisi de güvenliğini etkileyen yönleri itibariyle otomobili oluşturan sistemler arasında önemli bir görev almaktadır. Araç gövde parçalarından temel beklenti, yüksek burulma dayanımına sahip olmasıyla sürücüyü engebeli yollarda rahat hissettirmek, otomobilde oluşabilecek titreşimlerin engellenmesini sağlamak ve yüksek enerji emme kabiliyetine sahip olmasıyla kaza anında ön taraftan, yan taraftan veya arka taraftan çarpışma sonucu oluşabilecek kuvvetleri en iyi şekilde absorbe ederek kullanıcıyı oluşabilecek sarsıntılardan ve darbelerden korumasıdır.

Araçlarda teknolojinin gelişmesiyle birlikte daha yüksek hızlara çıkabilmek kolaylaşmıştır. Türkiye’de 2007 ile 2016 yılları arasında meydana gelen kaza sayıları ve ölüm oranları Şekil 1.1’de görülmektedir. Ölümlü ve yaralanmalı trafik kaza istatistikleri incelendiğinde otomobiller için araç güvenliğinin önemi daha da artmaktadır.

Yıl	Trafik kaza istatistikleri, 2007-2016						Yaralı sayısı
	Toplam kaza sayısı	Ölümlü, yaralanmalı kaza sayısı		Maddi hasarlı kaza sayısı	Ölü Sayısı		
		Toplam	Kaza yerinde		Kaza sonrası ⁽¹⁾		
2007	825 561	106 994	718 567	5 007	5 007	-	189 057
2008	950 120	104 212	845 908	4 236	4 236	-	184 468
2009	1 053 346	111 121	942 225	4 324	4 324	-	201 380
2010	1 106 201	116 804	989 397	4 045	4 045	-	211 496
2011	1 228 928	131 845	1 097 083	3 835	3 835	-	238 074
2012	1 296 634	153 552	1 143 082	3 750	3 750	-	268 079
2013	1 207 354	161 306	1 046 048	3 685	3 685	-	274 829
2014	1 199 010	168 512	1 030 498	3 524	3 524	-	285 059
2015	1 313 359	183 011	1 130 348	7 530	3 831	3 699	304 421
2016	1 182 491	185 128	997 363	7 300	3 493	3 807	303 812

(1) Trafik kazasında yaralanıp sağlık kuruluşuna sevk edilenlerden kazanın sebep ve tesiriyle otuz gün içinde ölenleri kapsamaktadır.
- Bilgi yoktur.

Şekil 1.1. Türkiye karayolu trafik kaza istatistikleri (Anonim 2016a)

Ayrıca gerek otomobil firmalarındaki rekabet gerekse de Avrupa Komisyon’un 2021 filo emisyon hedefi olan 95 gr/km’ye ulaşmak için gövde ağırlık azaltma çalışmaları da diğer bir önemli odak noktası haline gelmiştir.

Ön çarpışma kolları, çarpışma durumunda açığa çıkan kinetik enerjinin ortalama % 60 - 70'ini absorbe eden gövde elemanlarıdır (Ghannam ve diğ., 2002). Bu elemanlar çok sert olması durumunda yolcu kabinine transfer edilen kuvvetin değeri de yüksek olacaktır. Diğer bir yandan bu elemanların düşük mukavemetli olması durumunda, oluşan deplasman değerinin artmasıyla birlikte yaşam kafesine girişimlerin oluşmasına sebep olabilir. Bu nedenle çarpışma sırasında araç gövde elemanlarından beklenen temel görev, belirli bir miktarda deplasman oluşumuna izin vererek, açığa çıkan enerjiyi yolculara en az hissettirecek bir şekilde sönmümesidir.

Her ne kadar araçlarda kullanılan gerçek çarpışma testleri sanal ortamdaki çarpışma testlerinden daha güvenilir olsa da çok miktarda zaman alan ve oldukça pahalı bir uygulamadır. Zamandan ve paradan tasarruf etmek amacıyla sonlu elemanlar analizinde oluşturulan testler, gerçek testlere alternatif olarak uygun bir şekilde kullanılmaktadır.

Bu yüksek lisans tezinde güvenli bir yaşam kafesi oluşturmak amacıyla beş farklı ön çarpışma bölgesi modeli için aşağıdaki aşamalar uygulanmış ve araç modellerinin çarpışma performansları incelenmiştir.

İlk aşamada araçtaki çok yönlü ve sürekli yük yollarını elde etmek amacıyla üç boyutlu bir araç tasarlanmış ve Altair Hypermesh – OptiStruct yazılımında modeli oluşturulmuştur. Tasarlanan araçtaki optimizasyona gerek duyulmayan kısımlar belirlenmiş ve modelden çıkarılmıştır. Araca burulma, bükülme ve çarpışma olmak üzere üç farklı topoloji optimizasyonu senaryoları uygulanmıştır. Senaryolar OptiStruct yazılımında çözülmüş, elde edilen sonuçlar yorumlanmış ve ön çarpışma bölgesinin gerekli eleman yoğunlukları belirlenmiştir.

İkinci aşamada aracın ön çarpışma bölgesindeki belirlenen gerekli eleman yoğunlukları baz alınarak çok yönlü ve sürekli yük yollarına sahip ön çarpışma bölgesi Siemens NX bilgisayar destekli tasarım yazılımı kullanılarak tasarlanmıştır.

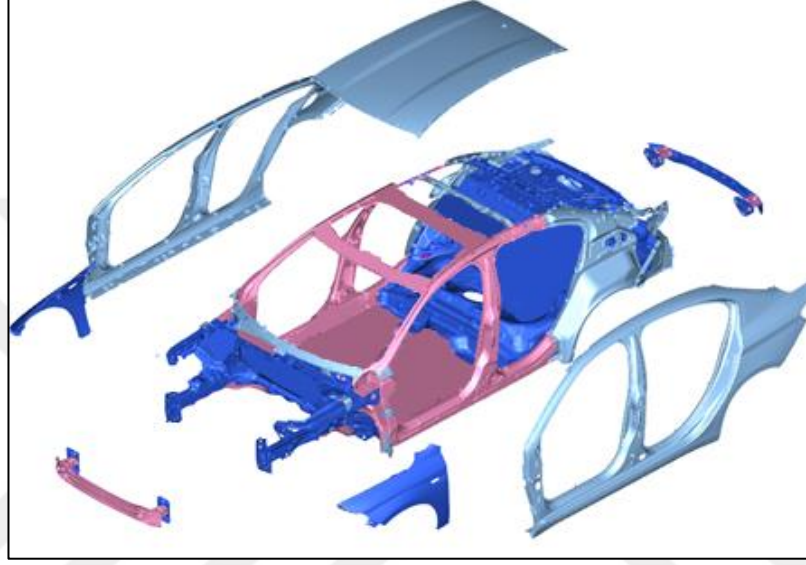
Üçüncü aşamada ön çarpışma bölgesi parçalarının malzeme tanımları, bağlantı bölgeleri ve kabuk eleman yapılarının oluşturulmasında Altair Hypermesh yazılımı kullanılmış ve böylece ön işlem prosesi tamamlanmıştır.

Dördüncü aşamada yarım araç modeli kullanılarak önden çarpışma senaryosu (rijit duvar testi) bilgisayar ortamında simule edilmiştir. En iyi çarpışma performansına sahip modeli elde etmek amacıyla beş farklı model oluşturulmuştur. Simülasyonlardan, her bir model tarafından sönmömlenen enerji miktarı, oluşan toplam deplasman, yolcu kabine iletilen yük miktarı ve çarpışma kuvveti verimliliği (CFE) sonuçları elde edilmiştir.

Beşinci aşamada ise simülasyon sonuçları baz alınarak ön çarpışma kollarında kullanılan malzeme tipinin çarpışma performansına etkisi, ön çarpışma kollarında kullanılan kalınlıkların çarpışma performansına etkisi, “S” şeklindeki üst çarpışma kolunun çarpışma performansına etkisi ve “S” şeklindeki üst çarpışma kolunun alüminyum olma durumunun çarpışma performansına etkisi incelenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

“Body in White” otomotiv sektöründe sıkça kullanılan ve bir şablon olarak kabul edilen İngilizce terimdir. Aracın boyama prosesine girmeden önceki haline veya çelik-metal parçaların birbirine kaynatılarak gövdeyi oluşturmuş haline Body in White (BIW) denir (Şekil 2.1).



Şekil 2.1. Sedan model aracın Body in White bölgesi (Anonim 2016b)

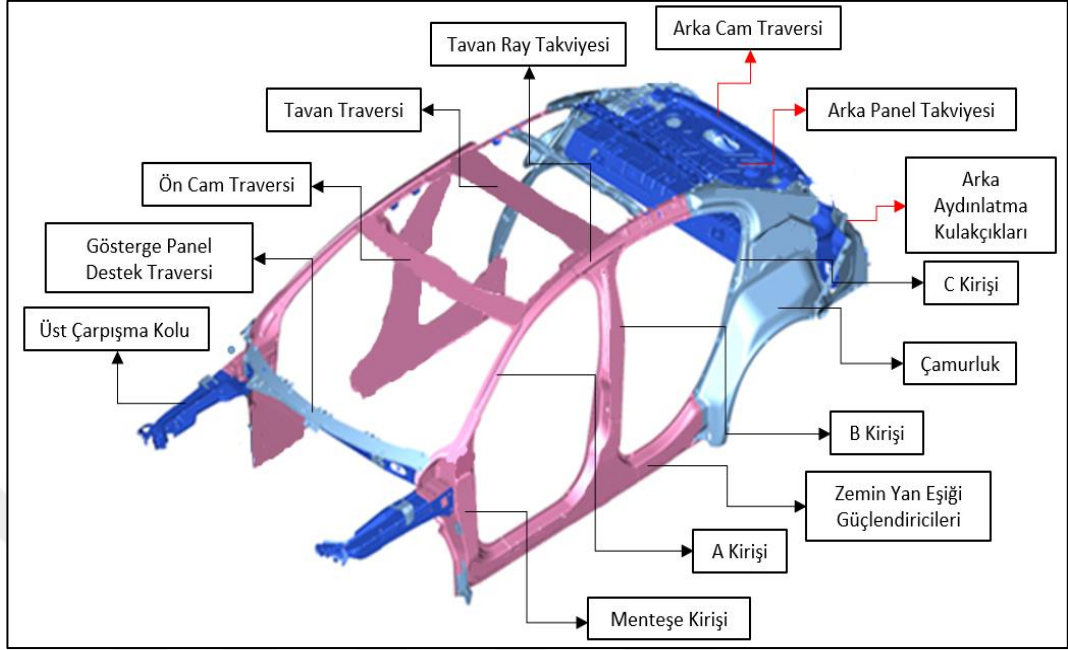
2.1. Body in White Elemanları

Body in White, parça tasarımını ve yönetimini daha basite indirgemek için üst gövde ve alt gövde olarak iki ayrı yapıya ayrılarak incelenir. Bu iki yapının ayrılmasının diğer bir nedeni ise tasarım iş yükünü hafifletmek ve tasarımlara harcanan süreleri en aza indirmektir. Body in White elemanlarından daha verimli sonuçlar alınabilmesi için aracın farklı bölgelerinde çeşitli çelik malzemeler kullanılmaktadır (Şekil 2.2).



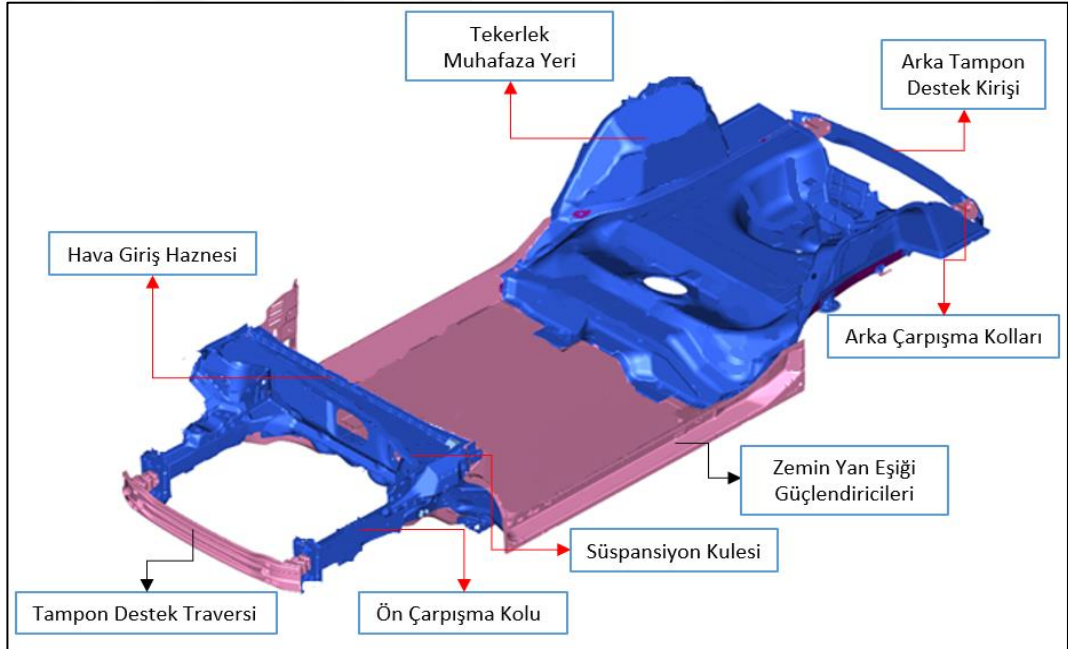
Şekil 2.2. Sedan model araçta kullanılan BIW malzemeleri (Anonim 2016b)

Şekil 2.3’de sedan araç modelinin üst gövde BIW elemanları görülmektedir.



Şekil 2.3. Sedan model aracın üst gövdesi (Anonim 2016b)

Şekil 2.4’de sedan araç modelinin alt gövde BIW elemanları görülmektedir.



Şekil 2.4. Sedan model aracın alt gövdesi (Anonim 2016b)

2.2. Otomotiv Sektöründe Kullanılan Çelikler

Akma dayanımı 550 MPa'nın üzerindeki seviyelere sahip çelikler genellikle "İleri-Yüksek Dayanımlı Çelikler (AHSS)" diye adlandırılır. AHSS ailesi özellikle otomotiv endüstrisinde gelişmeye ve büyümeye devam etmektedir (Şekil 2.5). Yeni tip çelikler araçlarda yakıt tasarrufu, emisyon değerinin düşürülmesi, verimliliğin artırılması, ağırlığın azaltılması ve kaza anında açığa çıkan enerji emilimini arttırmak için hali hazırda kullanılmaktadır. Bu yeni nesil çelikler son derece yüksek mukavemet sağlarken üretilebilirlik için yüksek form alabilme gerekliliğini de karşılaması nedeniyle otomotiv sektörü başta olmak üzere birçok sektörde en çok tercih edilen çelik grubudur. Ayrıca akma dayanımı 780 MPa'yı aşan çeliklere "Ultra Yüksek Dayanımlı Çelikler (UHSS)" denir.

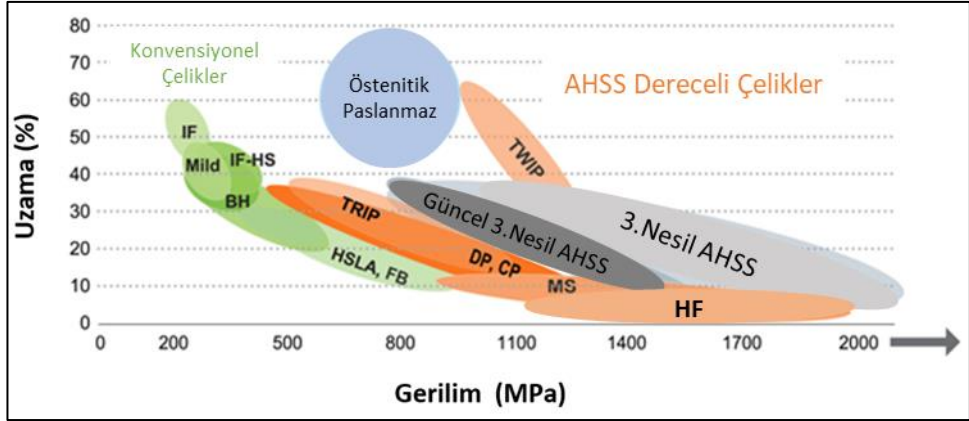
Konvansiyonel yumuşak çelikler nispeten basit bir ferritik yapıya sahiptir. Bunlar düşük karbon oranına, minimal alaşım elementlerine sahip çeliklerdir. Kolaylıkla form alabilirler ve süneklilik gereken yerlerde özellikle aranmaktadır.

İleri-Yüksek mukavemetli çeliklerde mukavemet ve süneklilik kombinasyonu arandığı için konvansiyonel çeliklere göre daha karmaşık fazlı mikro yapıya sahiptir. Bu denge, mükemmel şekillenebilirlik sağlamakla birlikte performans gereksinimleri karşılamak için özenle oluşturulur. Otomobil sektöründe kullanılan çelik tipleri Çizelge 2.1'de görülmektedir.

Çizelge 2.1. Otomobil sektöründe kullanılan çelik tipleri (Dong 2013)

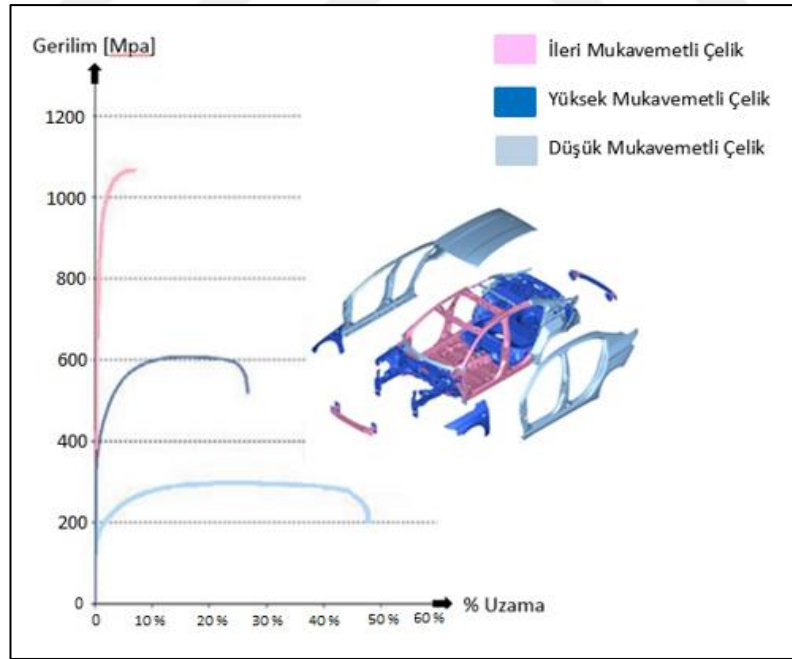
Mild	Yumuşak Çelik	HSLA	Yüksek Mukavemetli Düşük Alaşımlı
BH	Fırında Sertleşebilir	IF	Arayer-Atomsuz Alaşımlı
CP	Kompleks Faz	MS	Martenzitik
DP	Çift Faz	SF	Yüzeysel Gerinim
FB	Ferritik-Beynitik	TRIP	Dönüşümle İndüklenmiş Plastisite Çeliği
HF	Sıcak Şekil Verme	TWIP	İkizlemeyle İndüklenmiş Plastisite Çeliği

Gövde elemanları, beklenen performansa göre çeşitli çeliklerden oluşmaktadır. Aracın kritik bölgelerine göre dağılan bu malzemeler içerdikleri alaşımlarının değişmesiyle ileri, yüksek ve düşük mukavemetli çelik olarak ayrılırlar (Şekil 2.6).

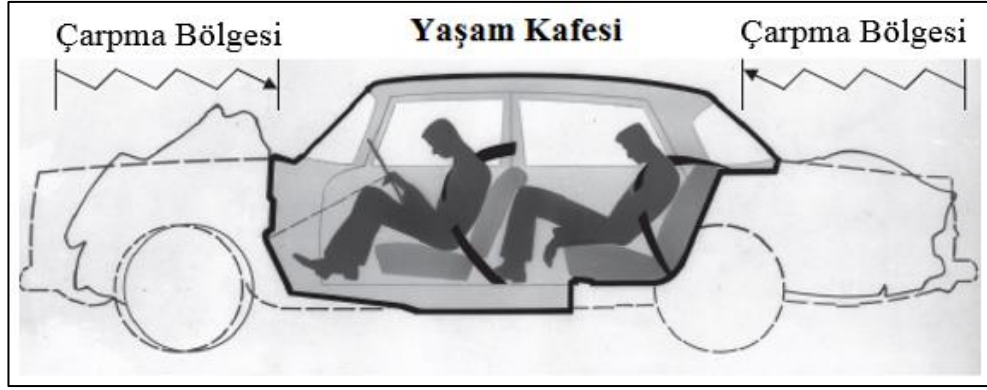


Şekil 2.5. AHSS sınıfları için Çekme Dayanımı – Uzama grafiği (Anonim 2017a)

Araç yapıları için yeterli statik ve dinamik yükleri taşıma kabiliyetleri, özellikle çarpışma durumlarında kilit bir rol oynamaktadır. Otomobiller, Şekil 2.7’de görüldüğü gibi çok farklı güvenlik gerekliliklerine sahip olan iki bölgeden oluşmaktadır. Bunlardan biri yolcuları taşıyan ve araçtaki en önemli bölge olan yaşam kafesidir. Bu bölge, yüksek hızlı veya düşük hızlı çarpmalardan oluşabilecek her türlü deformasyonu engelleyecek bir şekilde tasarlanmaktadır.



Şekil 2.6. Sedan modeli aracın BIW Gerilim – Uzama grafiği (Anonim 2016b)



Şekil 2.7. Sedan modeli aracın çarpışma bölgeleri ve yaşam kafesi (Anonim 2014)

Aracın önünde ve arkasında bulunan çarpma bölgeleri ise belirli bir miktarda deplasmana izin vererek, açığa çıkan enerjiyi yolcuya en az hissettirecek bir şekilde sönmölemek amacıyla tasarlanmaktadır. Çarpma bölgeleri açığa çıkan enerjiyi emerek bölgedeki çarpma etkisini azaltır ve yolcu bölmesinin deformasyona uğramasına engel olur.

2.2.1. Çarpma Bölgesinde Kullanılan Çelikler

Çarpışma bölgesinden karşılanması istenilen performans gerekliliği, belirli bir miktarda deplasmana izin vererek açığa çıkan enerjiyi yolcuya en az hissettirecek bir şekilde sönmölemesi ve yaşam kafesini korumasıdır. İhtiyaca uygun olan malzemenin, yüksek hız ile çarpışma sonucu açığa çıkan yüksek kuvvetlere dayanabilmesi için yüksek mukavmetli malzemelerin kullanılması gerekmektedir. Ayrıca yolcu kabine iletilen kuvvetlerin yüksek olmaması için malzemenin sünek olması da beklenir. Bu yüzden günümüzde oldukça popüler olan ve otomotiv sektöründe kullanımı gittikçe artan bu iki özelliği de birden karşılayabilen yüksek mukavemetli düşük alaşıma (HSLA) sahip çelikler, çift fazlı çelikler, dönüşümle uyarılan plastisite çelikler ve tercih edilmektedir.

Çift Fazlı Çelikler

Çift faz çelikleri, iyi form alma kabiliyetleri sayesinde otomotiv endüstrisinde en çok kullanılan yüksek dayanımlı çeliklerdir. Genel olarak çift faz çelikleri, yüksek form alabilme ve iyi derecede kaynaklanabilme özelliğine sahip olmasıyla üretim kolaylığı açısından tercih edilen bir malzemedir. Yüksek derecede fırında sertleşebilme kapasitesine sahip olduğu için kırılmalara karşı dirençlidir. Bu yüzden otomobillerde zemin yan kapı eşiği ve çarpışma kutuları ile ön çarpışma kollarının bağlanmasında görev

alan flanşlarda kullanılmaktadır. Otomotiv sektöründe bu avantajlar yüzünden çift faz çeliklerinin kullanımını gittikçe artmaktadır.

Çift faz çelikleri sıcak veya soğuk biçimlendirilebilir ve aynı zamanda yüksek fırında sertleşebilme davranışına da sahip olabilirler. Eğer sıcak haddelenirse, ferritik-martenzitik yapıdan östenit üretebilmek için çok dikkatli bir şekilde soğutulması kontrol edilir. Sürekli tavlanmış veya sıcak daldırma ile son yapı, östenitin bir kısmını martensite dönüştürmek için hızla soğutulan çift fazlı ferritik-östenitik bir yapıdan üretilir. Nihai çift faz çelik malzemesindeki yumuşak ferrit olağanüstü sünek hale gelir ve martensitik adaların etrafındaki gerinimi absorbe eder, böylece yüksek sertleşme oranı ve yorulma mukavemeti ile üniform uzama sağlar. Ayrıca çift faz çelikleri konvansiyonel çeliklere nazaran fırında sertleştirme işleminde ön gerinimleri artmadığı için çok daha fazla gerinim enerjisini emebilir (Dong 2013).

DP çeliklerinin limiti ise düşük uzama ve yüksek geri yaylanması nedeniyle birden fazla rulo şekillendirme ve aşırı bükümle uygulamalarında geleneksel şekillendirme teknikleri ayarlamaları gerektirir.

HSLA (High Strength Low Alloy) Çelikleri

Otomotiv sektöründe yüksek mukavemet ve düşük ağırlık istenilen durumlarda yüksek mukavemetli düşük alaşımlı (HSLA) çelik ailesine ön plana çıkmaktadır. Otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılan bu çelik ailesi genellikle yüksek enerji emilimi gerçekleştirmesi istenilen parçalarda kullanılmaktadır. HSLA çelikleri, DP çeliklerine kıyasla daha düşük akma dayanımına sahiptirler fakat uzama miktarları DP çeliklerinden yüksektir. HSLA çelikleri, orta-yüksek akma dayanımı ve yüksek uzama kabiliyeti nedeniyle aracın çarpışma bölgelerinde kullanılmaktadır. HSLA çelikleri süspansiyon sistemleri, çarpışma kolları, şasi ve takviye parçaları gibi otomobillerin yapısal parçalarda da kullanılmaktadır.

2.2.2. Yolcu Bölgesinde Kullanılan Çelikler

Yolcuların olduğu bölmeden karşılanması istenen performans gerekliliği, çarpışma sırasında yolcu kabininde herhangi bir deformasyonun meydana gelmemesini sağlayarak yolcuları korumasıdır. Bu yüzden yüksek kuvvetlere dayanması ve deforme olmaması için çok yüksek çekme dayanımına sahip martenzitik çelikler, sıcak şekil verilmiş çelikler ve çift fazlı çelikler (>980MPa) tercih edilmektedir.

2.3. Otomotiv Sektöründe Kullanılan Alüminyum Malzemeler

Otomobil firmalarındaki rekabet ve Avrupa Komisyon'un 2021 filo emisyon hedefi olan karbondioksit gazı salımının 95 gr/km'ye ulaşmak için araçlarda gövde ağırlık azaltma çalışmaları önemli odak noktası haline gelmiştir. Aracın ağırlığını düşürmek, yakıttan tasarruf sağlamak ve yüksek dayanımlar elde edilmesi amacıyla alüminyum malzemeler otomotiv sektöründe kullanımı gün geçtikçe yaygınlaşan bir fenomen haline gelmiştir.

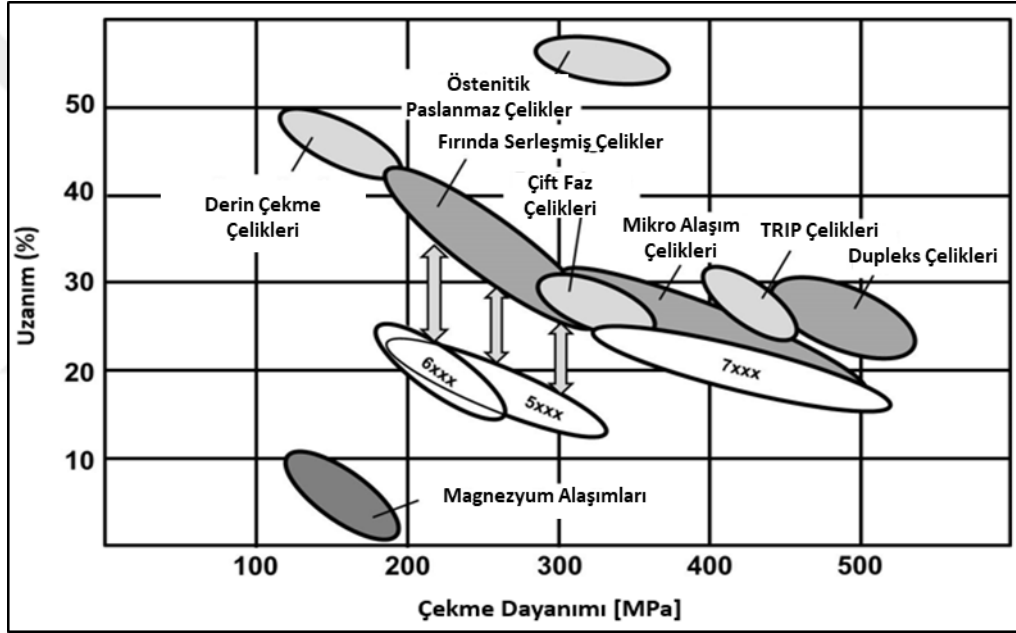
Yüksek çekme dayanımına sahip alüminyumlar, yüksek mukavemet ve sertlik-ağırlık oranına, iyi şekillendirilebilirliğe, iyi korozyon direncine ve geri dönüşüm potansiyeline sahip olması nedeniyle otomotiv endüstrisindeki ağır çelik malzemelerini değiştirmek için ideal seçimdir. Otomotiv üreticilerin alüminyum kullanımı son 15 senede %50 oranında artış göstermiş ve ileriki seneler bu oranın artacağı ön görülmüştür (Anonim 2017c)

6000 serisindeki alaşımlar, ana alaşım elementleri olarak magnezyum ve silisyum içerir. Isıl veya soğuk işlem ile elde edilen orta mukavemetli alaşımlardır. Isıl işlem için mükemmel nokta kaynaklına bilirligine sahiptirler. Genellikle otomobillerin tampon destek traverslerinde ve çarpışma kutularında kullanılır.

7000 serisindeki alaşımlar, alaşımlar tüm serilerin en yüksek mukavemetine sahiptir. Ana alaşım elementi olarak çinko kullanır ve daha az miktarda magnezyum ile birleştiğinde, sonuç olarak mükemmel yorulma ve kuvvet altında düşük uzama özellikleri sunan bir malzemedir. Çinko ve magnezyumun eklenmesiyle alaşımın korozyon direnci azalır, bu nedenle korozyon direncini arttırmak için genellikle alaşımın içine bakır katılmaktadır. Genellikle otomobillerin çarpışma kollarında ve yaşam kafesi oluşturmak üzere A, B ve

C kirişlerinde kullanılır.

Şekil 2.8’ de günümüzde kullanımı gittikçe artan yüksek dayanımlı alüminyumların uzanım-çekme dayanımı diyagramındaki yeri görülmektedir. Audi A8L (2017), Volvo XC60 (2017) gibi yeni model araçlarda ileri-yüksek dayanımlı çeliklerin yerine yüksek dayanımlı alaşımlı 6000 ve 7000 serisi alüminyum malzemelerin aracın ön çarpışma bölgesinde (ön tampon traversi, çarpışma kutusu yan saçlar) kullanılması tercih edilmiştir (EuroCarBody 2017). Ağırlık kazancı ve yakıt tasarrufunun gün geçtikçe önem kazanmasıyla birlikte diğer otomotiv firmalarında yüksek dayanıma sahip alüminyum malzemelerin kullanım oranlarının artacağı öngörülmektedir.



Şekil 2.8. 6000 ve 7000 serisi alüminyum alaşımlarının çekme dayanımı - uzama diyagramı (Schneider 2014)

2.4. Araç Gövde Tasarımında Çok Yönlü ve Sürekli Yük Yolları

Sürekli yük yolları, çarpma esnasında araçta oluşan kuvvetin diğer elemanlara iletimini sağlaması sayesinde aracın çarpışma performansını arttırmaktadır. Yük yollarının devamlılığı burulma direncinde ve çarpma dayanımında önemli artışlar sağlaması nedeniyle güvenli bir kafes yapısı oluşturmasında büyük öneme sahiptir.

Sürekli yük yollarına sahip tasarımların amacı, gövde yapısal parçaları araç hareket halindeyken burulmaya maruz kaldıklarında parça bütünlüğünü sağlamak ve çarpışma esnasında oluşan kuvveti aracın temas halinde bulunan diğer elemanlarına aktararak enerji sönmeme kabiliyetini arttırmaktır. Sürekli yük yolu tasarım anlayışı baz alınarak otomotiv üreticilerinin yaptığı çalışmalar göz önüne alındığında ileriki çalışmalarda bu anlayışın öneminin artacağı öngörülmektedir.

2.5.Kaynak Araştırması

Otomotiv güvenliği ile ilgili 1990'lı yıllardan sonra çok önemli gelişmeler yaşanmış ve yolcu güvenliği otomotiv üreticileri için bir pazarlama özelliği haline gelmiştir. Standartlaştırılmış çarpışma testleri ile ölçülen araç dayanıklılığı, en az kalite, stil, sürüş, kullanım ve yakıt ekonomisi kadar önem kazanmıştır (Bols ve ark. 2004, Ensarioğlu ve ark. 2018, Gülçimen ve ark. 2018). Son yıllarda otomotiv güvenlik sistemleriyle ilgili yapılmış çok sayıda deney ve sonlu elemanlar çalışması vardır.

2.5.1. Topoloji Optimizasyonu İlgili Yapılan Çalışmalar

Baskin ve ark. (2008) otomotiv endüstrisinde araç çarpışma performansını arttırmak ve gövde ağırlığını düşürmek amacıyla aracın gerekli yük yollarını elde etmiş ve gerekli yük yollarını kullanarak aracın rijitlik, dayanıklılık ve çarpışma performanslarını arttırmayı amaçlamıştır. Gerçekleştirdiği topoloji optimizasyonu sonucunda rijitlik ve çarpışma performansından ödün verilmeden %6 ile %15,3 ağırlık azalması elde etmiştir.

Riordan ve ark. (2010) SAE formula yarışına katıldıkları araç tekerlek yatağının topoloji optimizasyonu için OptiStruct sonlu elemanlar yazılımını kullanmıştır. Tekerlek yatağının şasi ve tekerlekle bağlantı plakasını katı olarak tasarlamış ve tasarıma dahil olan ve tasarıma dahil olmayan bölgeleri belirlemiştir. Tekerlek yatağı parçasının topoloji optimizasyonu analizinde üç farklı yaklaşım gerçekleştirmiştir. İlk yaklaşım, tüm yük senaryoları aynı anda seçilen, bireysel yük toplayıcılarına uygulanmıştır. İkinci yaklaşım "en kötü durum" senaryosu ile adlandırılan üç yük durumunu tek bir yük toplayıcısına uygulamıştır. Son yaklaşımda ise her bir yük durumunu, programın algoritma davranışını gözlemlemek amacıyla üç farklı optimizasyon analizi ile (frenleme, viraj, hızlanma) ayrı ayrı analiz etmiştir. Materyal dağılımını en kötü durumdaki topoloji optimizasyon

2.5.2. Çarpışma Kolu Malzemesiyle İlgili Yapılan Çalışmalar

FEE340 malzemesi içerisinde düşük yoğunlukta alaşımların olduğu yapıya sahip HSLA grubu çeliktir. Yüksek mukavemet ve düşük ağırlık istenilen durumlarda HSLA (High Strength Low Alloy) grubu çelikler ön plana çıkmaktadır (Ramazani, 2014). DP600 malzemesi ise yumuşak ferrit matriksi içerisinde 5% - 20% sert martenzit, bulunan çift fazlı yapıya sahip bir çeliktir. Çift fazlı çelikler, iyi form alma kabiliyetleri sayesinde otomotiv endüstrisinde en çok kullanılan yüksek dayanımlı çeliklerdir.

Fekete ve ark. (2001) çarpışma kolu malzemesi olarak HSLA ve DP çelik ailesi grubuna sahip iki farklı çelik kullanmıştır. 24 km/sa ve 46 km/sa hızlarında iki farklı test senaryosu oluşturmuş ve çarpışma kollarındaki çarpışma performansını incelemek için “drop tower” testini uygulamıştır. DP çeliğinin HSLA çeliğine göre kütle başına yaklaşık %10 daha fazla enerji absorbe ettiği gözlenmiştir.

Liu ve ark. (2010) araçlarda ön çarpışma kolunun en uygun kesitini, malzemesini ve et kalınlığını belirlemek için bilgisayar simülasyonları gerçekleştirmiştir. Ön çarpışma kolu LC4 ve 16MnL malzemeleri kullanılarak farklı geometrik şekillerde analiz edilmiş ve altıgen kesitli profilin kare kesitli profile göre daha yüksek enerji sönümlendiği, 16 MnL malzemesinin LC4 malzemesine göre daha iyi sonuçlar verdiği gözlenmiştir.

Bilbay ve ark. (2019) otomobil sektöründe sık kullanılan FEE340 ve DP600 çeliklerinin ön çarpışma kollarında kullanımı üzerine analizler yapılmış ve otomobil çarpışma performansına olan etkileri incelenmiştir. Çalışmada FEE340 ve DP600 malzemeleri için simülasyon sonuçları enerji sönümlenme eğrileri, toplam deplasman eğrisi, yolcu kabineye iletilen kuvvet eğrileri ve ön çarpışma kollarının çarpışma kuvvet verimliliği (CFE) eğrileri ile verilmiştir. Analizler sonucunda, çarpışma kollarında FEE340 malzeme kullanılmasının yolcu kabineye iletilen kuvveti önemli bir miktarda azalttığı, buna karşın deplasman miktarını arttırdığı görülmüştür. Bunun yanında, FEE340 malzemesinin kullanılması ile pik kuvvet ile ortalama kuvvet arasındaki farkın azaldığı gözlenmiştir. FEE340 ve DP600 malzemeye sahip çarpışma kollarının CFE katsayı değerlerinin birbirine yakın olduğu hesaplanmıştır.

2.5.3. Çarpışma Kolu Tasarımı ve Rijit Duvar Testiyle İlgili Yapılan Çalışmalar

Chiandussi ve ark. (2002) konik yapılı darbe emicilerin maksimum enerji sönümlenmesi ve minimum tepki kuvvetine göre konik bölgenin şeklini optimize etmiştir.

Ghannam ve ark. (2002) çarpışma kollarının kesit ve kalınlığını optimize elde etmek için yaptıkları çalışmada 15,65 m/s hızındaki rijit bariyeri, dikdörtgen ve konik kesitlerdeki, farklı kalınlığa sahip çarpışma kollarına çarptırıştır. Sonuç olarak konik forma sahip çarpışma kolu kullanımı ile enerji emiliminde % 45'e varan iyileşme gözlenmiştir.

Kim ve ark. (2003) dikdörtgen kesite sahip "S" şeklindeki çarpışma kolunun çarpışma performansını belirlemek amacıyla çeşitli parametreler tanımlamış ve sonlu elemanlar yöntemi kullanarak incelemiştir. "S" şekline sahip çarpışma kolu parçasına 13,4 km/sa ilk hızında ve 500 kg kütlede rijit bir duvar çarptırarak dinamik analiz senaryosu çözdürülmüş ve kuvvet-deplasman eğrisi elde edilmiştir. "S" şeklindeki çarpışma kolu kesiti için çeşitli en ve boy oranlarını ($a/b=1$, $a/b=1,3$, $a/b=1,4$ ve $a/b=2$) parametre olarak belirlemiştir. Sonuç olarak, $a/b=1$ kare kesitli geometrinin, $a/b=2$ dikdörtgen kesitli geometriye göre yaklaşık %15 daha az toplam deplasman oluşturduğunu elde etmiştir.

Edwards ve ark. (2003) çarpışma test prosedürlerini geliştirmek maksadıyla farklı hızlarda çarpışma senaryoları oluşturmuş ve çarpışma hızına bağlı olarak kabine iletilen maksimum kuvvet miktarını hesaplamıştır.

Eren ve ark. (2008) çarpışma kollarında oluşan pik kuvveti düşürmek amacıyla çarpışma kolunun ön kısmında üç farklı ezilme başlatıcı (collision initiator) form ve dört farklı kesit geometrisi oluşturmuştur. Dairesel kesit ile diğer geometriler arasında pik kuvvet açısından önemli bir fark olmadığı fakat sönümlenen enerji miktarının dairesel kesitte % 10 - 40 daha fazla olduğu elde etmiştir.

Zhou ve ark. (2010) "S" şeklindeki çarpışma kolunun pik kuvvetini azaltmak ve enerji emilimi arttırmak amacıyla "S" şeklindeki çarpışma kolu parçasının ön tarafında alüminyum arka tarafında ise AHSS çeliği kombin ederek alüminyum-çelik hibrit çarpışma kolu tasarlamıştır. Oluşturduğu 16 adet senaryo sonucunda S çarpışma kolunu etkileyen parametreleri; alüminyum parçanın tüm parçaya olan oranı, ön tarafta kullanılan

malzemenin tipi, alüminyum parçanın kalınlığı, arka tarafta kullanılan parça tipi, çelik parçanın kalınlığı olduğu belirtilmiştir. Reaksiyon kuvvetinin hızlı bir şekilde 78,9 kN'a çıktığını ve sonrasında 7-15 kN arasında sabit kaldığını görülmüştür. En iyi sonuç veren üçüncü senaryo, baz modeline göre maksimum reaksiyon kuvvetini %12,2 azalttığı ve enerji emilimini %118 arttırdığı hesaplanmıştır.

Tahan ve ark. (2013) araçlarda kütle değişiminin çarpışma performansına etkisini incelemek amacıyla sonlu elemanlar metodu kullanmıştır. Simülasyonlarda, dört farklı kütleyle sahip araç modelini 64 km/sa ve %100 ofsetli rijit duvar ile çarpıtmıştır. Araç kütlelerine bağlı olarak **yolcu kabini ivmesinin 47 g ile 53 g arasında değiştiği gözlenmiştir.**

Deb ve ark. (2015) otomotiv endüstrisinde araçların çarpışma elemanlarının dayanıklılığını arttırmak ve kütlelerini azaltmak için MDO (Multidisciplinary Design Optimization) yöntemini kullanmıştır. Simülasyonda 56 km/sa ilk hıza sahip aracı %100 offset'e sahip rijit duvar ile çarpıtmıştır. Maksimum ivme, doğal frekans gibi parametrelerin sonuç olarak aldığı çalışmada oluşturduğu senaryo için **maksimum yolcu kabini ivme değerini 43 g olarak elde etmiştir.**

George Mason Üniversitesi (2016) Toyota Yaris modeli aracın çarpışma sonuçlarını sunum şeklinde yayınlamıştır. Yayımlanan sunumda %100 ofsetli ve 56 km/sa ilk hıza sahip araç rijit duvara çarpıtılmış ve yolcu kabine iletilen kuvvet, deplasman miktarı ve ivme eğrileri paylaşılmıştır. Aracın ön uç noktasının 550 mm toplam deplasman yaptığı ve yolcu kabine iletilen **maksimum kuvvetin 575 kN olduğu gözlenmiştir.** Yolcu kabininin **maksimum yavaşlama ivmesi ise 50 g olarak ölçülmüştür.**

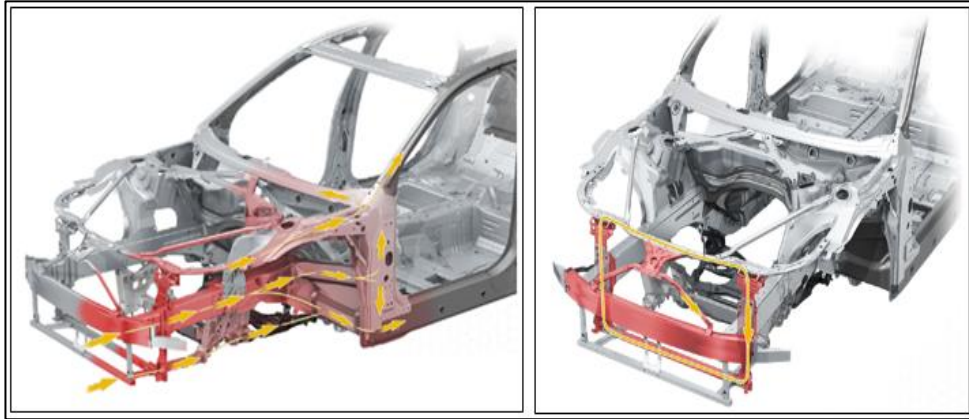
Cai ve ark. (2017) özgül enerji emilimini arttırmak ve tepe çarpışma kuvvetini azaltmak amacıyla daha rijit ve hafif bir S geometrisinde olan ön çarpışma kolu tasarlamıştır. Optimum parametreleri elde etmek için Taguchi deneysel tasarım metodunu kullanmış ve "S" şeklindeki ön çarpışma kolunun tasarımını fiziksel ve simülasyon testleriyle karşılaştırmış ve "S" şeklindeki çarpışma kolu yük yolunun sürekli olmasının enerji emilimine katkısı olduğunu belirlemiştir. "S" şekline sahip ön çarpışma kolu yaygın

olarak kullanılan metotlarla kıyaslanmış ve tepe çarpışma kuvvetinin %26,81 azaldığı, toplam ağırlığın %46.01 azaldığı gözlenmiştir.

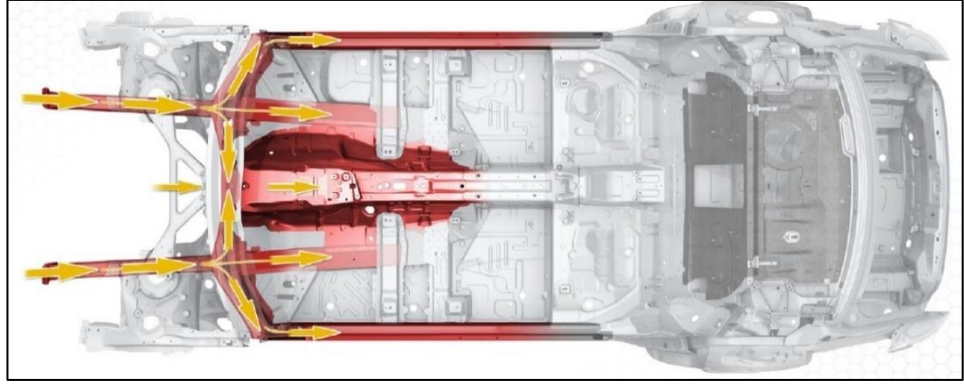
Wang ve ark. (2018) ticari bir aracın ön çarpışma bölgesinin performansını arttırmak amacıyla 6 adet ortogonal tasarım değişkeni belirlemiş ve bu değişkenleri baz alarak deneysel tasarım metodu kullanarak 32 adet simulasyon gerçekleştirmiştir. 50 km/sa ilk hızında ve %100 offset'li rijit duvara sahip çarpışma senaryosu oluşturmuş ve çarpışma bölgesinin enerji sönmeme kabiliyeti, maksimum çarpışma ivmelenmesi ve maksimum çarpışma kuvvetini baz alarak en iyi tasarımı elde etmiştir. Elde ettiği optimizasyon çalışmasında **maksimum yolcu kabini ivme değerini 52 g olarak elde etmiştir.**

2.5.4. Çok Yönlü ve Sürekli Yük Yollarıyla İlgili Yapılan Çalışmalar

Audi (EuroCarBody 2017), A8L modelinin ön yapısında çok yönlü ve sürekli yük yollarının dağılımını gerçekleştirmek için Şekil 2.10'da görüldüğü gibi üç farklı yük seviyesinden oluşan bir tasarım oluşturmuştur. Çarpışma esnasında aracın ön yapısındaki tampon destek traversinde oluşan yükü A direğine, menteşe kirişine ve yan eşik desteklerine iletilerek yük dağılımını gerçekleştirmiştir. Bunun sonucunda çarpışma sırasında mekanik enerji emilimini ve burulma rijitliğinin artışı gerçekleştirmiştir. Aracın alt gövdesinde Şekil 2.11'de görüldüğü gibi yük yollarını arka çarpışma kolundan yan eşit güçlendiricilerine, alt gövde kirişlerine ve şaft tüneline dağıtarak 5 ayrı yük seviyesine sahip bir tasarım oluşturmuştur.

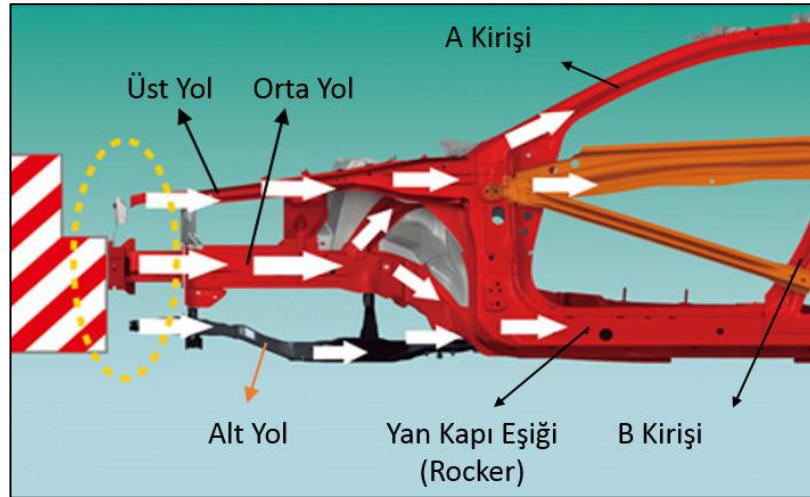


Şekil 2.10. Audi A8L ön çarpışma bölgesinin yük yolu dağılımı (EuroCarBody 2017)

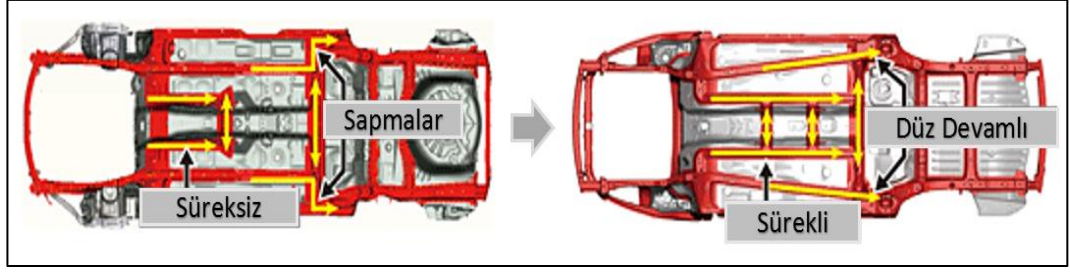


Şekil 2.11. Audi A8L araç alt gövdesinin yük yolu dağılımı (EuroCarBody, 2017)

Mazda (Anonim 2017b), Skyactiv modelinde çarpışma esnasında yük yollarının aracın ön yapısından birden fazla yöne dağıtmak amacıyla sürekli yük yollarını baz aldığı gövde yapısını tasarlamıştır. Şekil 2.12’de görüldüğü gibi önden çarpışma sonucu açığa çıkan kuvvet üst yoldan A kirişine, orta yoldan B kirişine ve alt yoldan yan kapı eşiğine doğru olmak üzere üç devamlı yol boyunca iletilmektedir. Ayrıca sürekli yük yolları tasarımının aracın alt gövdesi için de önemli olduğunu Şekil 2.13’te görülmektedir. Aracın alt gövdesinde yük yollarını olabildiğince sürekli ve düz devamlı olacak şekilde tasarlanmıştır. Önden veya arka çarpışma sonucu oluşan mekanik enerji emilimi ön yapıdaki tek bir bölge tarafından değil aynı zamanda aracın alt gövdesi tarafından sağlanıp çarpışma performansı artışı sağlanmıştır.

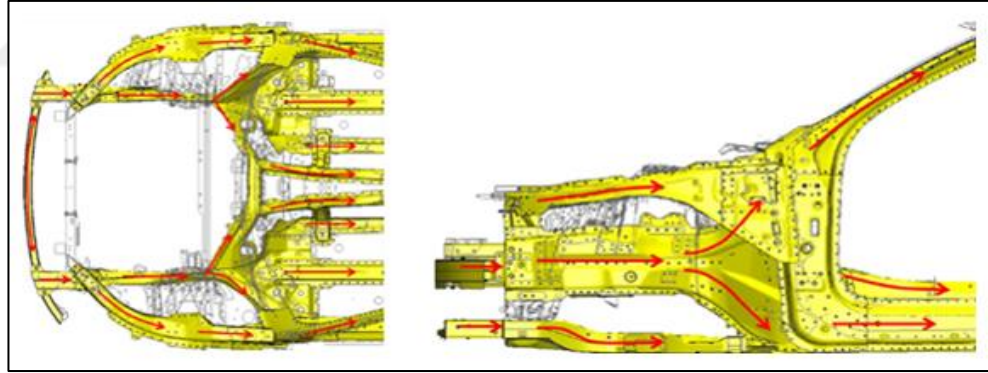


Şekil 2.12. Mazda Skyactiv ön çarpışma bölgesinin yük yolu dağılımı (Anonim 2017b)



Şekil 2.13. Mazda Skyactiv alt gövdenin yük yolu dağılımı (Anonim 2017b)

Volvo (EuroCarBody 2017), XC60 modelinin araç gövdesi üzerinde gerçekleştirmiş olduğu çok yönlü ve sürekli yük yoluna sahip tasarımıyla, sadece BIW burulma direngenliğini arttırmakla kalmamış bununla birlikte ön ve arka çarpışma kollarının, ön ve arka şasi ile bağlantısını sürekli yük yolu tasarımı benimsenmiştir. Aracın ön yapısında gerçekleştirilen bu tasarım, çarpışma esnasında ön çarpışma bölgesinde açığa çıkan kuvveti çarpışma kollarına, A direğine, yan eşik güçlendiricilerine ve alt gövdedeki şasiye aktararak Şekil 2.14'teki gibi çok yönlü yük yollarıyla bağlantı sürekliliğinin sağlamaktadır.



Şekil 2.14. Volvo XC60 ön çarpışma bölgesinin yük yolu dağılımı (EuroCarBody 2017)

Honda (EuroCardBody 2017), 2017 Accord modelinde çok yönlü ve sürekli yük yolu yaklaşımını benimseyerek ön çarpışma bölgesi tasarlamıştır. Çarpışma anında açığı çıkan kuvveti şasi bölgesine ve A kirişine yönlendirmek amacıyla ön ve üst çarpışma kollarını tasarlamıştır. Yeni gerçekleştirdiği üst çarpışma kolunda "S" şeklinde bir geometri kullanmış ve bu sayede kuvveti ön bölgeden A kirişine iletmeyi hedeflemiştir. Yeni ön çarpışma bölgesi tasarımıyla birlikte kabine iletilen kuvveti %20'e kadar azalttığını belirtmiştir.

3.MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada aracın çarpışma kolları malzeme farkının (FEE340 ve DP600), çarpışma kolları et kalınlığı farkının (1,5-1,7-2,2,2-2,4-2,6 mm) ve “S” şeklindeki üst çarpışma kolunun var oluş etkisini incelemek için çeşitli metodlar kullanılmıştır. Öncelikle katı bir araç üzerinde topoloji optimizasyonu yapılmış ve araçtaki gerekli yük yolları belirlenmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen eleman yoğunlukları kullanılarak çok yönlü ve sürekli yük yollarına sahip ön çarpışma bölgesinin tasarımı bilgisayar ortamında oluşturulmuştur. Oluşturulan tasarım için önden çarpışma senaryosu oluşturulmuş ve sonlu elemanlar metodu yardımıyla simüle edilmiştir.

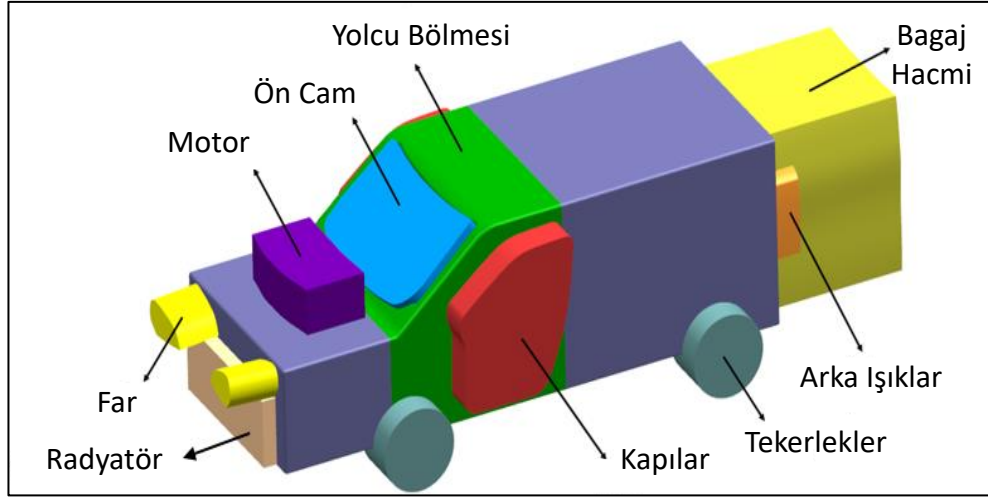
3.1. Topoloji Optimizasyonu Aşaması

Topoloji optimizasyonu, araçta sistematik bir düzen oluşturmak amacıyla dört fazlı bir yaklaşım ile oluşturulmuştur. İlk fazda topoloji optimizasyonuna dâhil ve dahil olmayan bölgeler belirlenmiştir. İkinci fazda belirlenen bölgelere göre Siemens NX bilgisayar destekli tasarım yazılımı kullanılarak tasarım uzayı oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyon sürecinde, optimum araç tasarımını oluşturabilmek için hacim olarak kabul edilen araçta mimari entegrasyon ve tasarıma dahil olmayan bölgeler oluşturularak optimizasyon için gereksiz unsurlar seçilmiş ve tasarım alanından çıkarılmıştır (Şekil 3.1). Üçüncü fazda tasarım uzayı modellenmiş ve topoloji optimizasyonunda kullanılacak statik yükler ve kısıtlar belirlenmiştir. Dördüncü fazda topoloji optimizasyonu sonuçları incelenmiş ve araçtaki eleman yoğunluğuna göre gerekli yük yolları belirlenmiştir.

Topoloji optimizasyon sonucunda elde edilen çıktılar aracın konsept tasarımının oluşmasında çok büyük katkılar sağlamaktadır.

3.1.1. Tasarıma Dahil Olmayan Bölgelerin Belirlenmesi

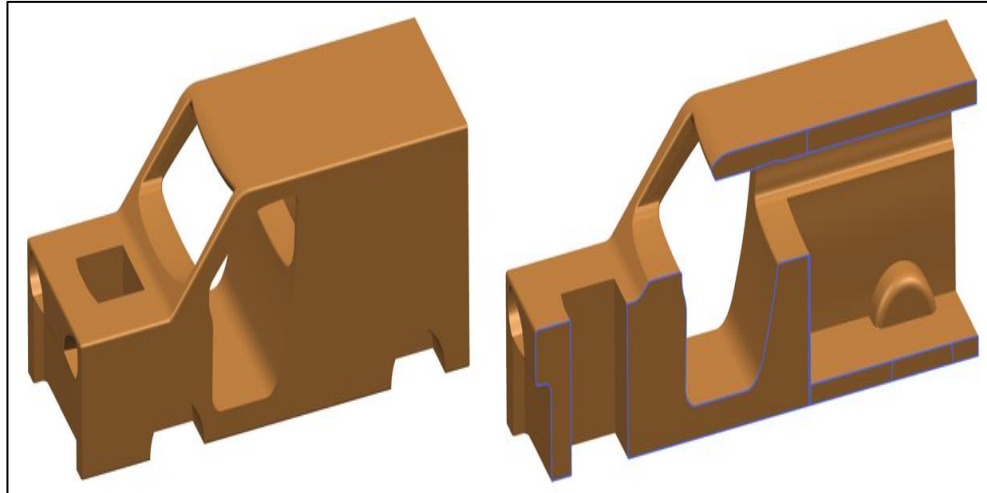
Şekil 3.1’de görüldüğü gibi topoloji optimizasyonuna gerek olmayan, yani her araçta standart olarak bulunan motor bölgesi, ön cam, yolcu bölgesi, bagaj bölgesi, arka ışıklar, tekerlekler, kapılar ve ön çarpışma bölgesi hacim araçtan çıkarılmıştır.



Şekil 3.1. Tasarıma dahil olmayan bölgeler

3.1.2. Tasarım Uzayının Belirlenmesi

Topoloji optimizasyonu için aracın mimari uyumu ve ergonomisi göz önüne alınarak tasarım uzayına dâhil ve dâhil olmayan hacimler belirlenerek tasarım uzayı oluşturulmuştur. Tasarım uzayı, araçtaki gerekli yük yollarının dağılımını elde edebilmek için belirlenen sınır şartları göz önüne alarak olabildiğince basit bir hacim geometrisi olarak oluşturulmuş ve topoloji optimizasyonu için kullanılmıştır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Araç tasarım uzayı (soldaki) ve kesit görüntüsü (sağdaki)

3.1.3. Gövde Yapısal Yüklerin Tanımlanması ve Senaryoların Oluşturulması

Aracın materyal ve yük yollarının davranışlarını belirlemek amacıyla gövde yapısında bükülme, burulma ve önden çarpma olmak üzere üç farklı senaryo uygulanmıştır. Uygulanan senaryolarda toplam yer değiştirme, sınır şartı olarak kabul edilmiş ve aracın eleman yoğunluk dağılımı elde edilmiştir.

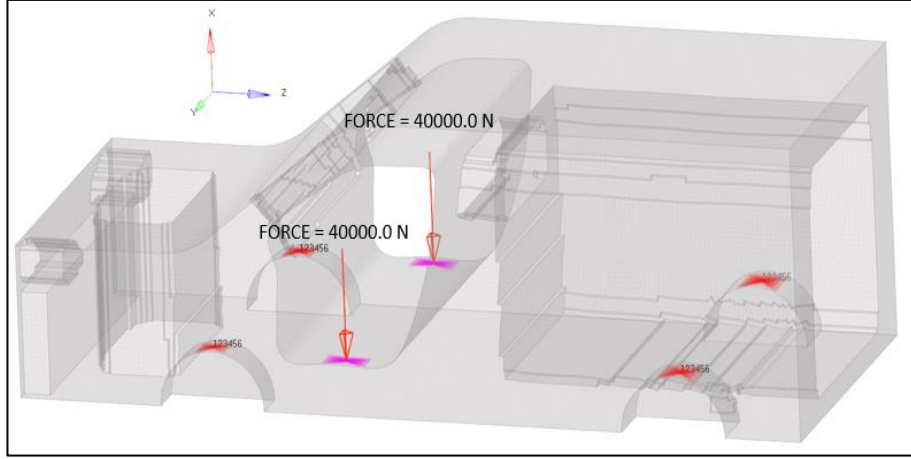
Topoloji optimizasyonda kütle, hacim, kabuk eleman ve düğüm sayısı ve malzeme sabit olarak tüm senaryolara uygulanmıştır. Topoloji optimizasyonunda tüm senaryolar “PSOLID” tipinde üç boyutlu kabuk elemanlar ile oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyon modelinde 374539 kabuk eleman ve 410473 düğüm sayısı mevcuttur.

Aracın bükülme, burulma ve çarpma etkisinde toplam yer değiştirme miktarını elde edebilmek için OptiStruct bilgisayar destekli mühendislik yazılımı kullanılmıştır. Üç senaryo da bu yazılımda çözdürülüp yer değiştirme miktarı belirlenmiştir. Yer değiştirme miktarının belirlenmesinde, senaryodaki kuvvet tanımlaması yapılan alanlarının (pembe renkte olanlar) orta düğümündeki değerler kullanılmıştır.

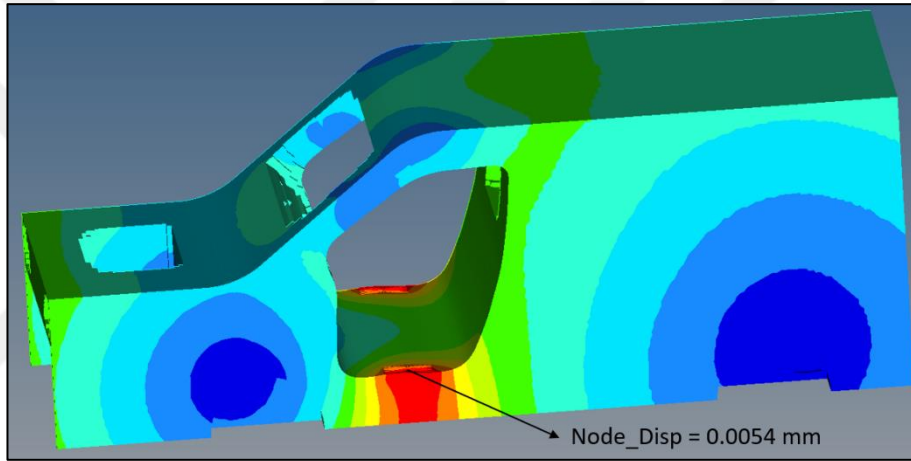
Senaryolardan ilki olan bükülmede, Şekil 3.3’deki gibi aracın dört farklı süspansiyon kulelerine yakın olan 100x100 mm²’lik (kırmızı renkte olanlar) alanlardan sabitlenmıştır. Sabitleme alanları, araç kuvvetlere maruz kaldığında kuvvetlerden etkilenmemesi ve hareketsiz kalması amacıyla tanımlanmıştır.

Bükülme senaryosunda, aracın yolcu kapıları bölgelerindeki iki farklı noktasından (pembe renkli olanlar) -X yönünde 40 kN kuvvet uygulanarak araç bükülmeye maruz bırakılmış ve çıktı olarak toplam yer değiştirme miktarı elde edilmiştir.

Uygulanan bükülme senaryosu, aracın günlük kullanımda genellikle aracın tabanında meydana gelen kuvvetlerin yük dağılımlarını elde etmek amacıyla oluşturulmuştur. Bükülme analizi senaryosundan tanımlanan kuvvetlere göre sonuç HyperView’de incelenmiş ve uygulanan kuvvetin sabit alanındaki orta düğümünden elde edilen yer değiştirme miktarı 0,0054 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 3.4).



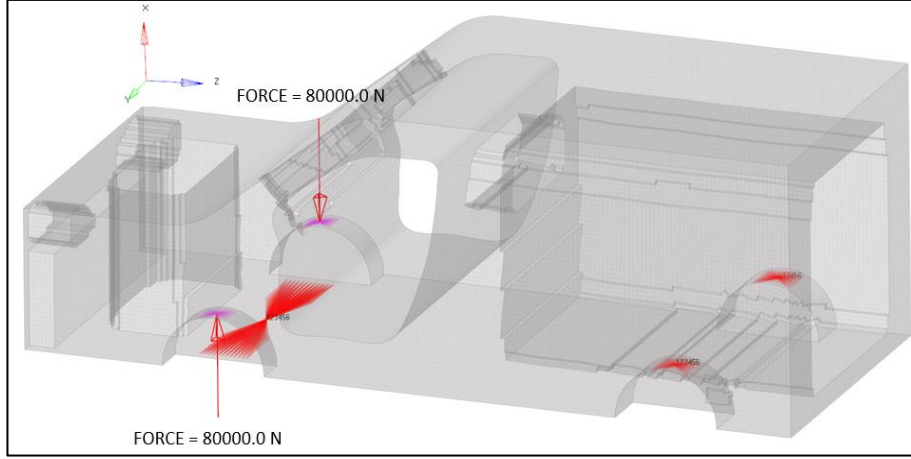
Şekil 3.3. Bükülme senaryosu



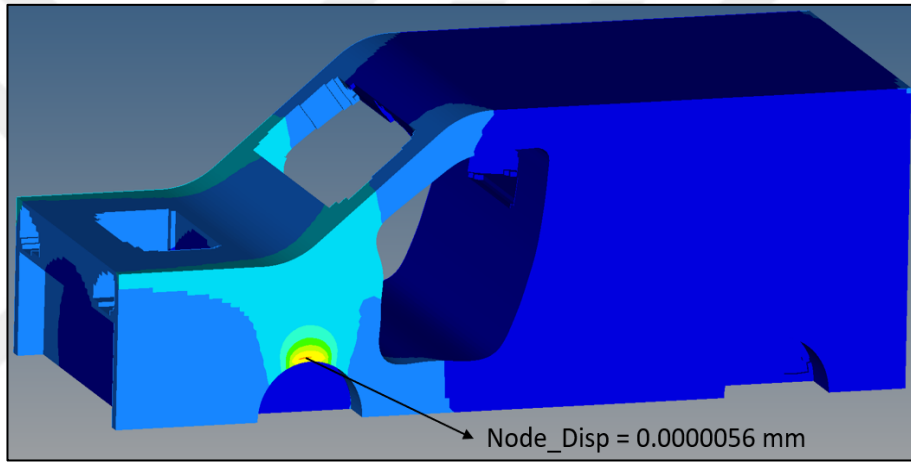
Şekil 3.4. Bükülme senaryosunun toplam yer değiştirme sonucu

Senaryolardan ikincisi olan burulmada, Şekil 3.5'deki gibi araç, arkadaki iki farklı süspansiyon kulesindeki 100x100 mm²'lik alanlardan ve ön tarafta iki süspansiyon kulesinin ortasındaki 100x100 mm²'lik alandan sabitlenmiştir. Ön taraftaki sabitleme alanının ortada olmasının nedeni, Hyperwork – Optistruct yazılımının tanımlanan kuvvetler ve sabitleme bölgelerinin üst üste çakışmasından dolayıdır.

Burulma senaryosunda, aracın ön tarafındaki süspansiyon kulelerinden +X ve -X yönlerinde 80 kN kuvvet uygulanarak burulmaya maruz bırakılmış ve çıktı olarak toplam yer değiştirme miktarı elde edilmiştir.



Şekil 3.5. Burulma senaryosu



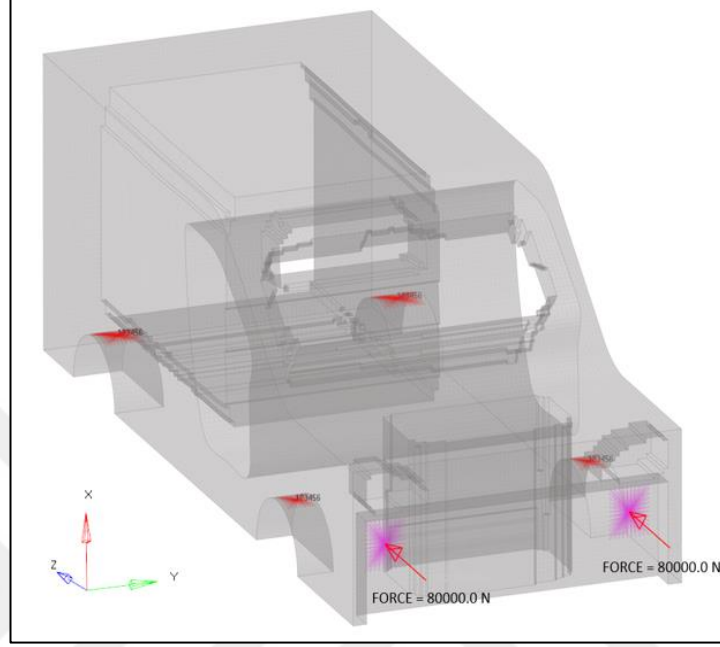
Şekil 3.6. Burulma senaryosunun toplam yer değiştirme sonucu

Uygulanan burulma senaryosu otomobilin günlük kullanımındaki yol tutuşlarında, virajlarda ve yüksek hızlarda araç kullanımı gibi olaylarda en çok rastlanan ve önemli senaryolardan biridir. Burulma analizi senaryosundan girilen kuvvetlere göre sonuç HyperView’de incelenmiş ve uygulanan kuvvetin sabit alanındaki orta düğümünden elde edilen yer değiştirme miktarı 0,0000056 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 3.6).

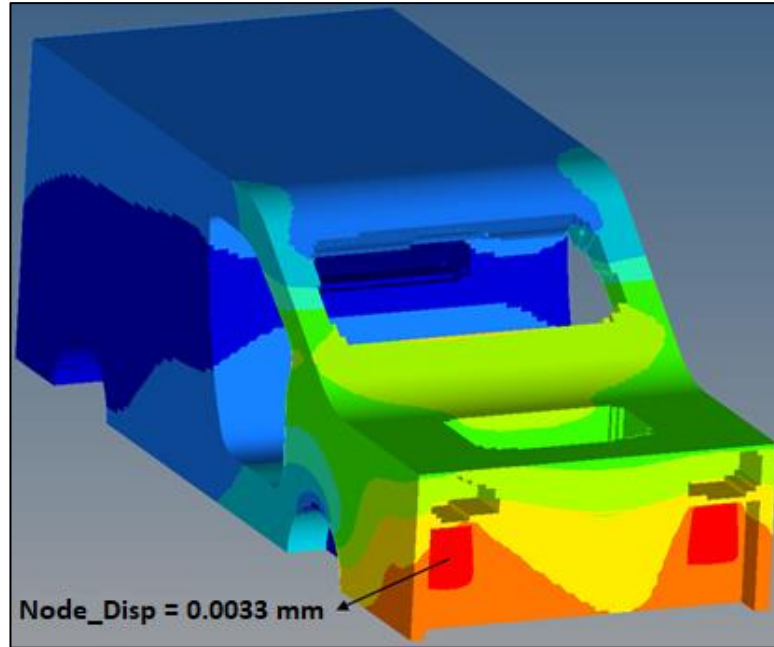
Senaryolardan üçüncüsü ve sonuncu olan çarpışma etkisinde, Şekil 3.7’de görülen araca +Z yönünde 80 kN’luk kuvvetler uygulanmış ve çıktı olarak toplam yer değiştirme miktarı elde edilmiştir.

Uygulanan bu senaryonun amacı, girilen kuvvetlere göre aracın ön çarpışma bölgesindeki en gerekli yük yollarını elde etmek ve buna göre aracın ön çarpışma bölgesi tasarımını

gerçekleştirmektedir. Önden çarpışma senaryosunda tanımlanan kuvvetlere göre sonuç HyperView’de incelenmiş ve uygulanan kuvvetin sabit alanındaki orta düğümünden elde edilen yer değiştirme miktarı 0,0033 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 3.8).



Şekil 3.7. Önden çarpışma senaryosu



Şekil 3.8. Önden çarpışma senaryosunun toplam yer değiştirme sonucu

3.1.4. Gerekli Yük Yollarının ve Eleman Yoğunluklarının Eldesi

Bu bölümde, 3.1.3 başlığındaki senaryolardan elde edilen toplam yer değiştirmelere göre hedef yer değiştirme sınır şartları belirlenmiş ve topoloji optimizasyon analizleri çözülmüştür. Mevcut yer değiştirme miktarı, Optistruct yazılımında tanımlanıp hedef yer değiştirme miktarına ulaşmak amaçlanmış ve oluşturulan her bir senaryo için gerekli olan eleman yoğunlukları elde edilmiştir.

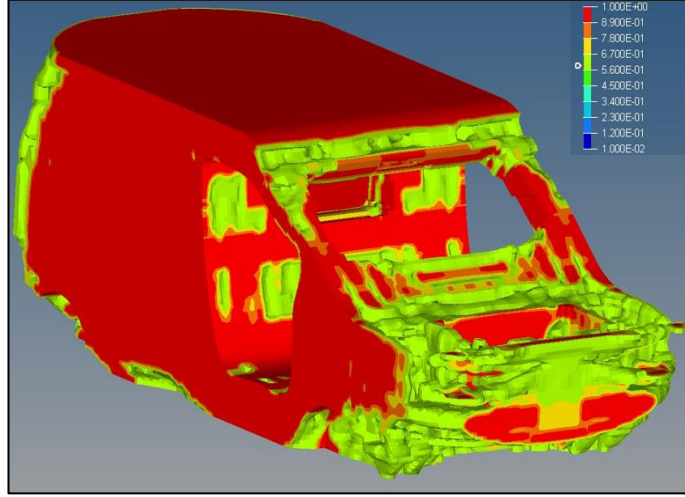
Bükülme için elde edilen 0,0053 mm'ye göre OptiStruct'un "dconstraints" bölümünde hedef sınır şartı olarak toplam yer değiştirme "lower bound"-0,002 mm tanımlanmış ve buna uygun olacak şekilde Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'daki gibi eleman yoğunlukları elde edilmiştir.

Burulma için elde edilen 0,0000056 mm'ye göre "dconstraints" bölümünde hedef sınır şartı olarak toplam yer değiştirme "lower bound" -0,0000015 mm tanımlanmış ve buna uygun olacak şekilde Şekil 3.11 ve Şekil 3.12'deki gibi eleman yoğunlukları elde edilmiştir.

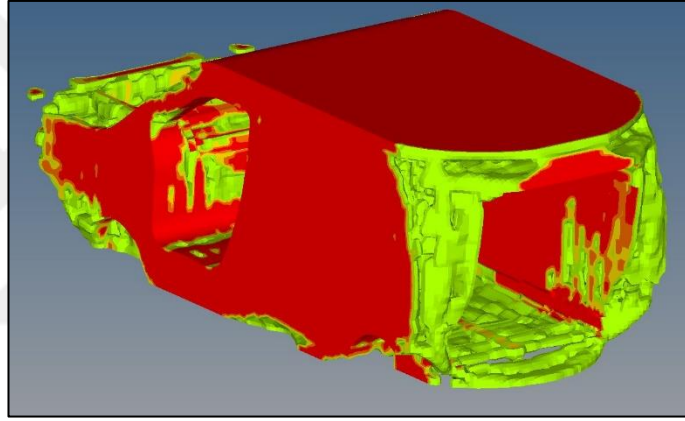
Çarpma etkisi için elde edilen 0,0033 mm'ye göre "dconstraints" bölümünde hedef sınır şartı olarak toplam yer değiştirme "upper bound" 0,0011 mm girilmiş ve buna uygun olacak şekilde Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'deki gibi eleman yoğunlukları elde edilmiştir.

Önden çarpma sonucu için elde edilen çıktıdan araçtaki gerekli kısımların daha iyi bir şekilde anlaşılabilmesi için Hyperview yazılımının "iso" bölümünden yararlanılarak %47 oranındaki eleman yoğunluklarına göre çok yönlü ve sürekli yük yolları Şekil 3.15'de çıkarılmıştır.

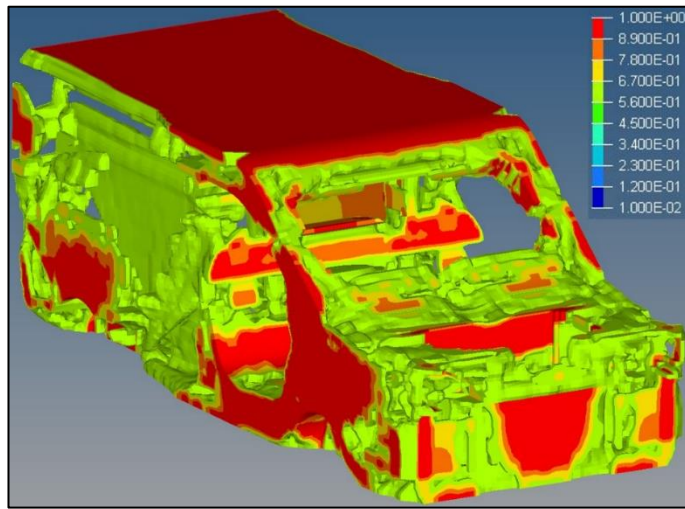
Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'de elde edilen sonuçlar, aracın ön taraftan çarpışma durumundaki gerekli eleman yoğunluklarını göstermektedir. Bu sonuçlar baz alınarak aracın ön çarpışma bölgesinde Şekil 3.15'teki gibi çok yönlü yük yolları dağılımı oluşturulmuştur. Oluşturulan yük yolları sonucunda, ön taraftan çarpma durumunda açığa çıkan kuvvet A kirişine, yan kapı alt eşiklerine ve kapı destek kirişleri vasıtasıyla B direğine aktararak çok yönlü bir şekilde yük yolu iletimini sağlamaktadır.



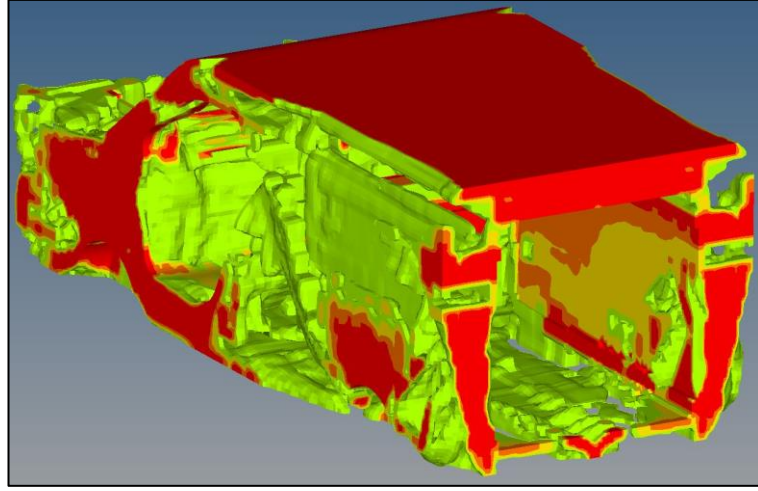
Şekil 3.9. Bükülme senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu dağılımı (ön görünüş)



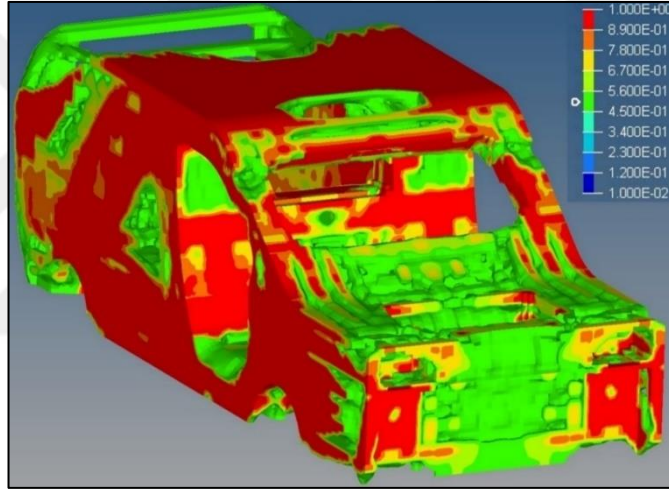
Şekil 3.10. Bükülme senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu dağılımı (arka görünüş)



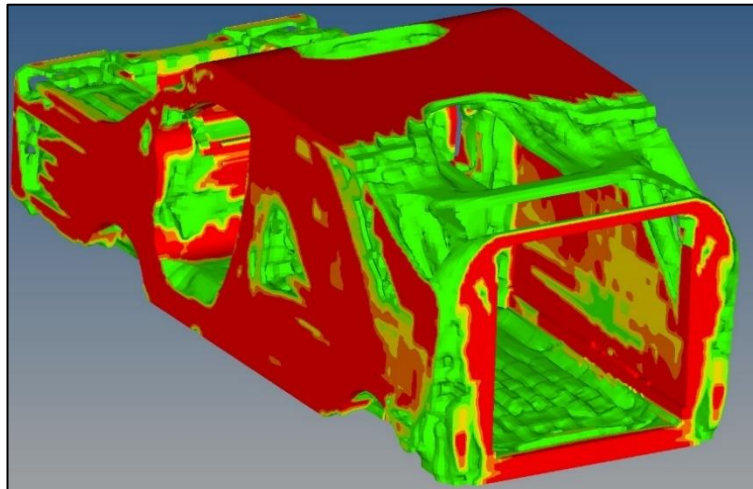
Şekil 3.11. Burulma senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu dağılımı (ön görünüş)



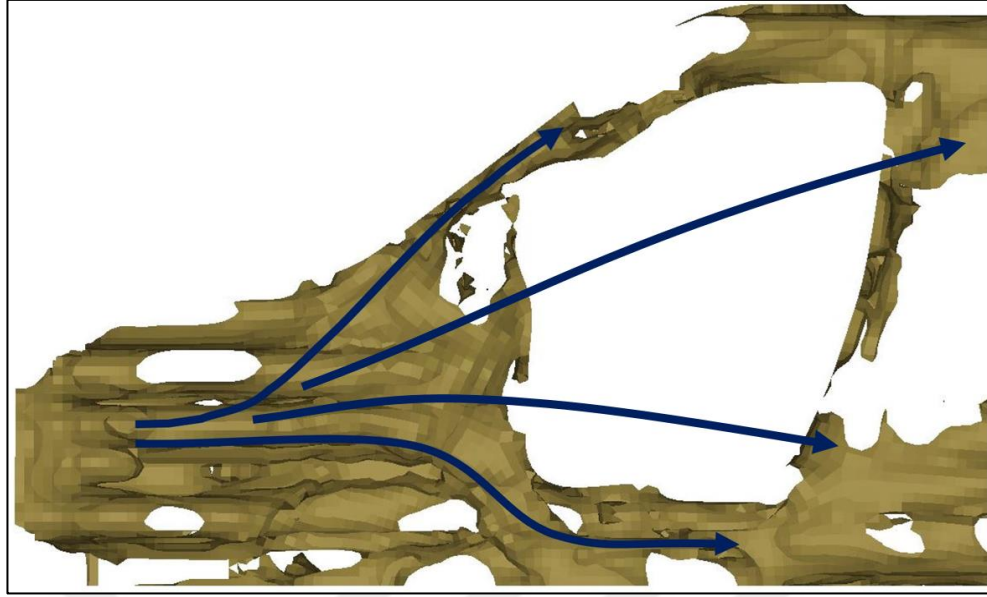
Şekil 3.12. Burulma durumu için gerekli eleman yoğunluğu dağılımı (arka görünüş)



Şekil 3.13. Önden çarpışma senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu (ön görünüş)



Şekil 3.14. Önden çarpışma senaryosu için gerekli eleman yoğunluğu (arka görünüş)



Şekil 3.15. Önden çarpışma durumu için gerekli yük yolu dağılımı(yandan görünüş)

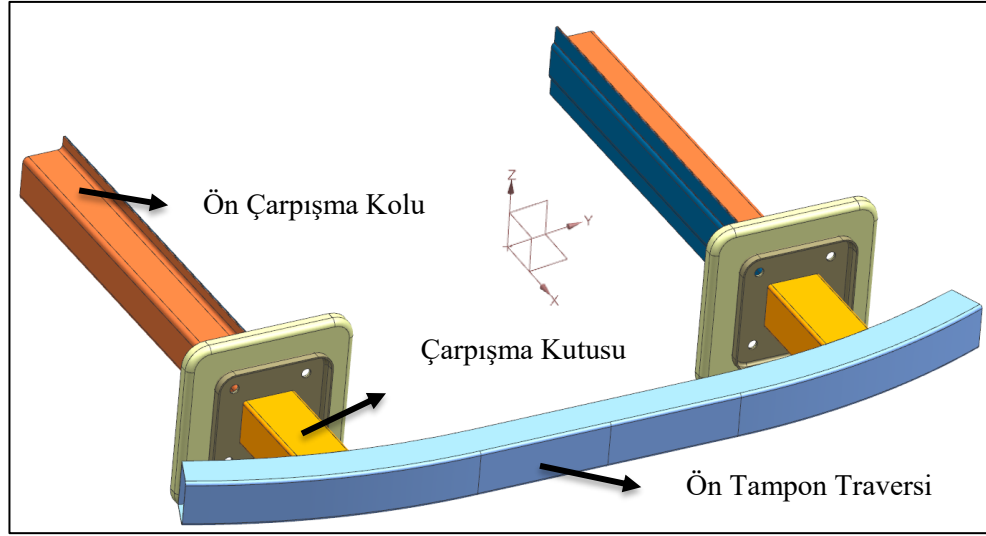
3.2. Ön Çarpışma Bölgesi Tasarım Aşaması

Ön çarpışma bölgesi, topoloji optimizasyonu sonuçlarından elde edilen yük yollarına göre üst çarpışma kolu, ön çarpışma kolu, çarpışma kutusu, ön ve üst çarpışma kollarını çarpışma kutusu ile bağlayan flanşlar ve ön tampon destek traversi Siemens NX bilgisayar destekli tasarım yazılımında tasarlanarak oluşturulmuştur (Şekil 3.18).

3.2.1. Sadece Ön Çarpışma Koluna Sahip Çarpışma Bölgesinin Tasarımı

Hali hazırda otomotiv sektöründe düz çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesi tasarımları kullanılmaktadır. Tasarlanan ön çarpışma bölgesi Şekil 3.16 ve Şekil 3.17'deki gibi ön tampon traversini, çarpışma kutusunu, çarpışma kutusu tarafındaki flanşları, çarpışma kolu tarafındaki flanşları ve ön çarpışma kolu elemanlarını içermektedir.

Ön tampon destek traversi çarpışma esnasında ilk teması gerçekleştiren ve yük iletimini başlatan parçadır. Otomotiv sektöründeki ön tampon destek traversinde FEE340 veya Alüminyum 6060 serisi malzemeleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada ön tampon traversinde 2.5 mm malzeme kalınlık ve 6060 serisi alüminyum malzeme kullanılmıştır. Üretildikten sonra büküm makinasında radius'u 1500 mm olacak şekilde bükülüp montaja hazır hale gelebilmektedir (Şekil 3.28).

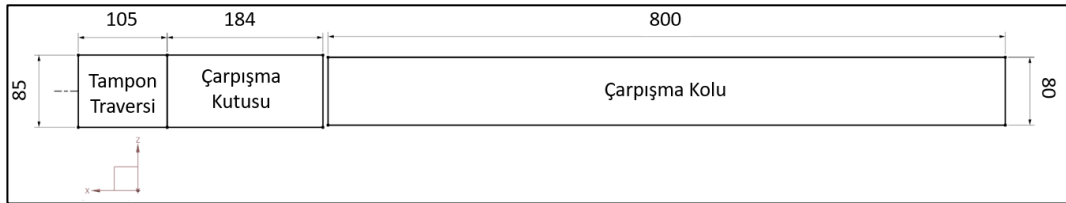


Şekil 3.16. Tek çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesi (izometrik görünüş)

Çarpışma kutuları, düşük hızlı çarpışmalarda açığa çıkan enerjiyi sönmleyen ve çarpışma kollarının hasar almasını önleyen yapısal elemanlardır. Çarpışma kutularında 2.5 mm kalınlık ve 6060 serisi alüminyum malzeme kullanılmıştır.

Çarpışma kollarını ve çarpışma kutularını birbirlerine bağlamak amacıyla flanşlar kullanılmıştır. Çarpışma kolu tarafındaki flanşta 3 mm DP600, çarpışma kutusu tarafındaki flanşta 3 mm 6060 serisi alüminyum kullanılmıştır.

Şekil 3.17’de görüldüğü gibi X ve Z eksenlerinde ön çarpışma bölgesindeki elemanlarının ölçüleri verilmiştir. Ön çarpışma kolu geometrisi yapılan literatür araştırmaları sonucu kare şeklinde 800 x 80 x 80 mm olarak tasarlanmıştır (Liu 2010). Çarpışma kutusunun boyutları, 184 x 100 x 85 mm ve ön tampon traversinin boyutları 105 x 1525 x 85 mm olacak şekilde tasarlanmıştır.

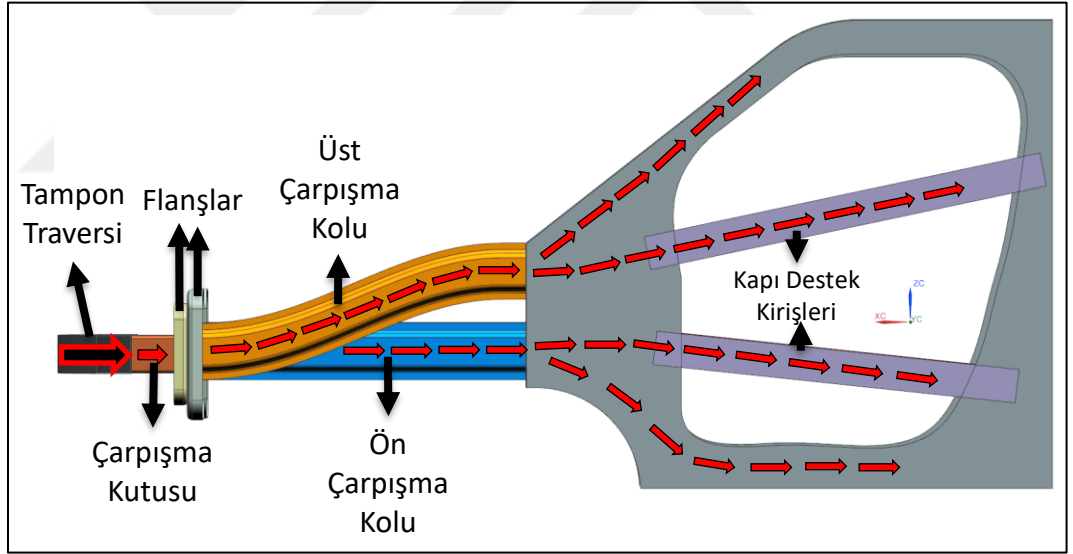


Şekil 3.17. Tek çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesinin iki boyutlu geometrisi

Çarpışma kolları, malzemeleri FEE340 ve DP600, kalınlıkları ise 1,5-1,7-2-2,2-2,4 ve 2.6 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Optimum malzeme ve kalınlık kombini, dinamik analiz sonuçları yorumlanarak elde edilecektir.

3.2.2 Ön ve Üst Çarpışma Koluna Sahip Çarpışma Bölgesinin Tasarımı

Topoloji optimizasyonundan elde edilen gerekli yük yolları dağılımına göre çok yönlü yük yollarına sahip “S” şekline sahip üst çarpışma kolu, düz ön çarpışma kolu ile güçlendirilerek Şekil 3.18 ve Şekil 3.19’daki gibi bir model tasarımı oluşturulmuştur. Tasarımda “S” şeklinde bir üst çarpışma kolu geometrisi kullanılmasının, çarpışma anında aracın ön tarafında oluşan kuvveti A kirişine ve ön kapı yan destek kirişlerine dağıtarak yük yolu devamlılığını sağlaması amaçlanmıştır. Ayriyeten çarpışma anında ön çarpışma koluna gelen kuvvetin bir kısmını kendi üzerine alarak düz şeklindeki ön çarpışma koluna da yardımcı olmaktadır.



Şekil 3.18. “S” şeklindeki üst çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesi yük yolu dağılımı (yandan görünüş)

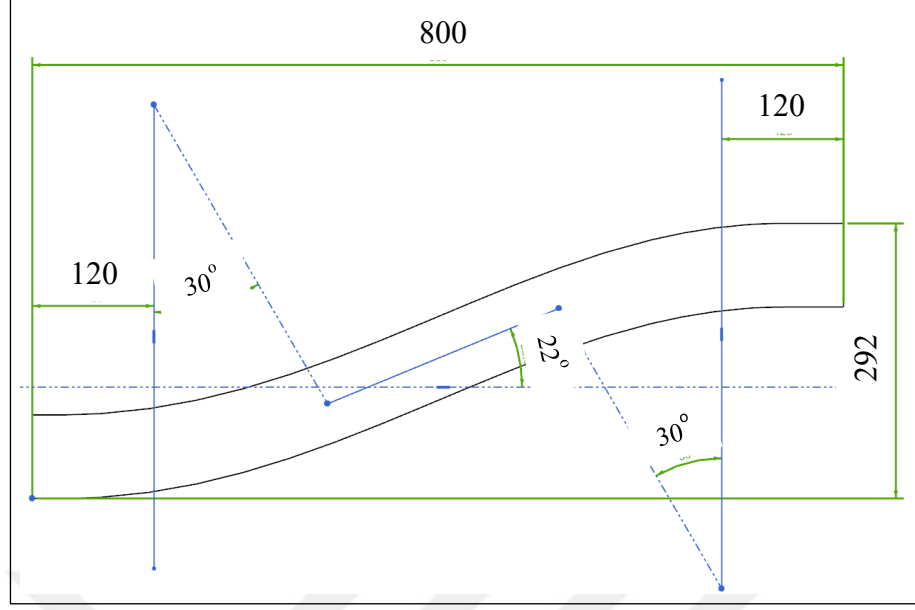
Yüzey Kalınlığı (mm)	Punta Kaynaklar Arasındaki Adım (min)		Kaplanmamış ve Kaplanmış çelikler	
	Önceden Kaplanmamış Çelikler (mm)	Önceden Kaplanmış Çelikler (mm)	Elektrodun Temas Yüzeyinin Çapı (Punta Kaynak Çapı) (mm)	Punta Kaynakların Yüzey Kenarlarından Uzaklığı (mm)
<0,3	5	6	6	6
>0,3 - 0,4	7	8		
>0,4 - 0,5	8	9		
>0,5 - 0,6	8	10		
>0,6 - 0,7	11	13		
>0,7 - 0,8	13	15		
>0,8 - 1	14	17		
>1 - 1,1	16	19		
>1,2 - 1,2	18	21		
>1,2 - 1,3	19	23		
>1,3 - 1,5	22	26	10	10
>1,51 - 1,7	26	31		
>1,7 - 2	29	35		
>2 - 2,3	32	38		
>2,3 - 2,7	35	42		
>2,7 - 3	40	48		

Şekil 3.20. FCA punta kaynak normu

“S” Şeklindeki Üst Çarpışma Kolunun Tasarımı

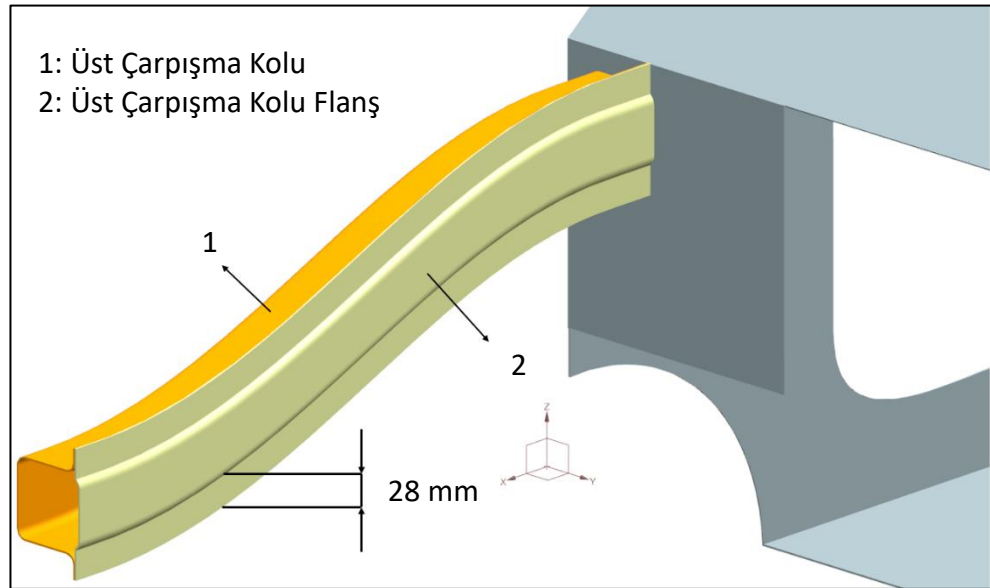
Tasarlanan üst çarpışma kolunun geometrisinde belirleyici en önemli etmenlerden biri yük yollarının sürdürülebilir ve devamlı bir şekilde sağlanması olmuştur. Şekil 3.21’de “S” şeklindeki üst çarpışma koluğunun uzunluk ölçüleri, “S” şeklinin eksen açısı ve kesit geometrisi belirtilmiştir.

“S” şeklindeki çarpışma kolunun Şekil 3.21’de görüldüğü gibi yüksekliği 275 mm, “S” şeklinin kıvrımının X eksenine yaptığı açı $22,5^\circ$ ve toplam uzunluğu 800 mm olarak tasarlanmıştır. Tasarlanan 2 mm et kalınlığına sahip S-Rail parçasının bir tanesinin kütlesi ise 5,15 kg’dır.

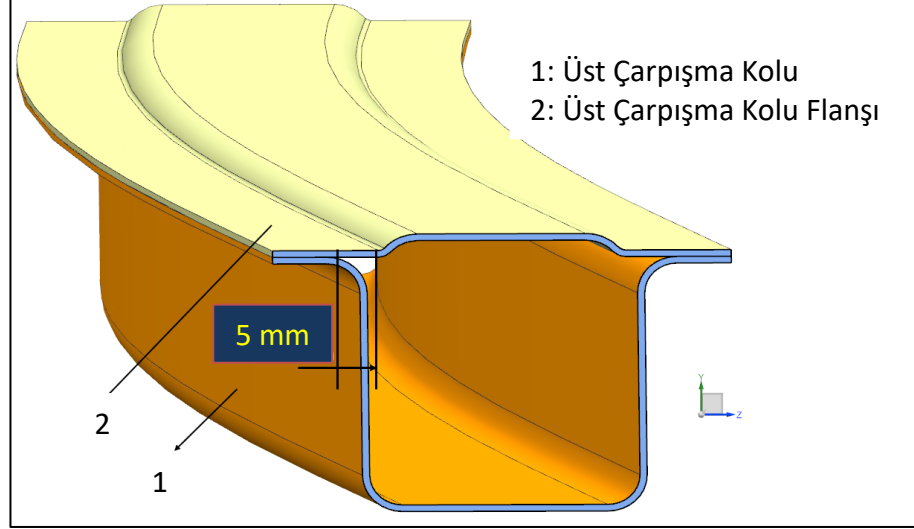


Şekil 3.21. “S” şeklindeki üst çarpışma kolunun iki boyutlu geometrisi

Ön çarpışma kolunun malzemesi, Bilbay ve ark. (2019) yaptığı çalışma göz önüne alınarak iki farklı çelik malzeme kullanılmıştır. Bunlardan ilki yüksek çekme dayanımına, uzama oranına ve enerji sönümlenme kabiliyetine sahip HSLA (Yüksek Mukavemetli Düşük Alaşım) çelik ailesinin içinde bulunan FEE340 çelik malzemesidir. Diğer ise yüksek çekme dayanımına, düşük uzama oranına sahip DP (Çift Faz) çelik ailesinin içinde bulunan DP600 çelik malzemesidir



Şekil 3.22. Üst çarpışma kolu elemanları



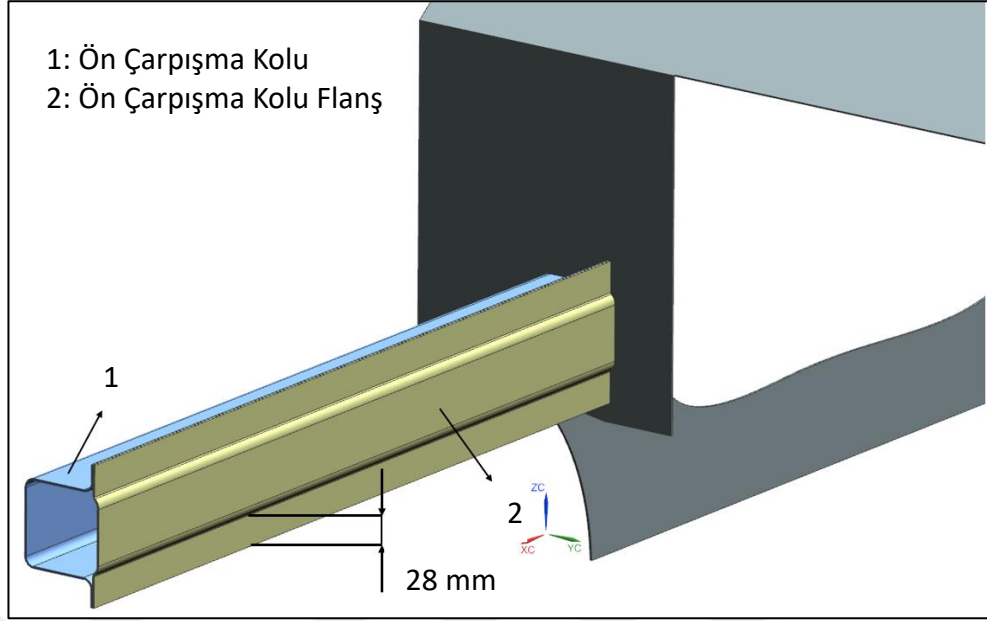
Şekil 3.23. Üst çarpışma kolu –X yönündeki kesit görüntüsü

Üst çarpışma kolunun malzemeleri FEE340 ve DP600, kalınlıkları ise 1,5-1,7-2-2,2-2,4 ve 2.6 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Optimum malzeme ve kalınlık kombini, dinamik analiz sonuçları yorumlanarak elde edilecektir.

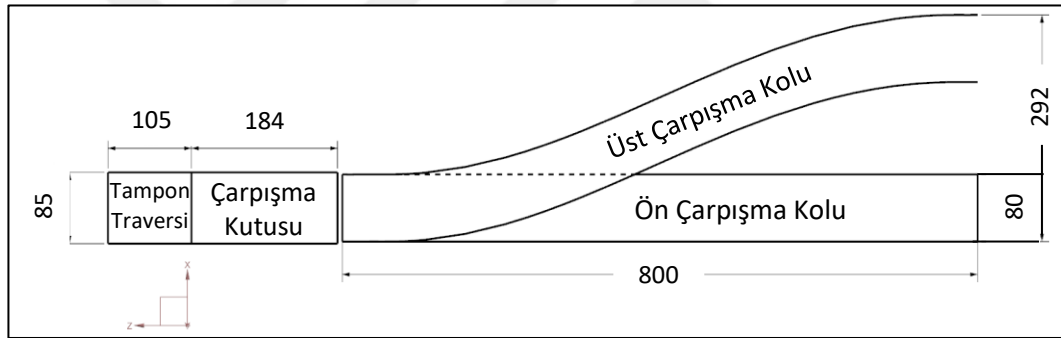
Ön Çarpışma Kolunun Tasarımı

Ön çarpışma kolu, kesit geometrisi üst çarpışma koluna benzer ray şeklinde tasarlanmıştır. Ön çarpışma kolunun flanşı da üst çarpışma kolunda olduğu gibi 28 mm etek genişliği oluşturulmuştur. Ön çarpışma kolu flanşının kopyalama yüzeyi, üst çarpışma kolunda olduğu gibi 5 mm ilerisinde olacak şekilde tasarlanmıştır.

Şekil 3.25'te görüldüğü gibi ön çarpışma bölgesi elemanlarının X ve Z eksenlerindeki boyutları verilmiştir. Çarpışma kolları geometrisi yapılan literatür araştırmaları sonucu kare şeklinde 800 mm x 80 mm x 80 mm olarak tasarlanmıştır (Liu 2010). Çarpışma kutusunun boyutları, 184 mm x 100 mm x 85 mm ve ön tampon transversinini boyutları 105 mm x 1525 mm x 85 mm olacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 3.24. Ön çarpışma kolu elemanları

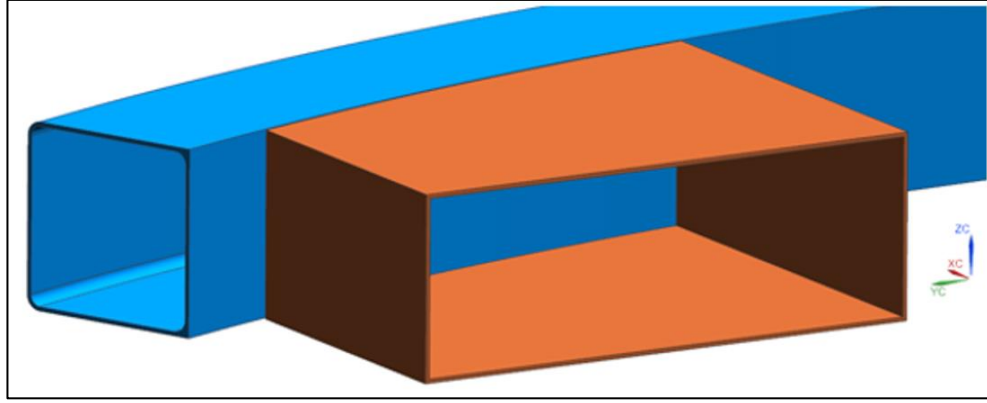


Şekil 3.25. “S” şeklindeki üst çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesinin X yönündeki iki boyutlu görüntüsü

Yapılacak olan analiz çalışmasında kullanılacak olan çarpışma kollarının malzemeleri FEE340 ve DP600, kalınlıkları ise 1,5-1,7-2-2,2-2,4 ve 2.6 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Optimum malzeme ve kalınlık kombini, dinamik analiz sonuçları yorumlanarak elde edilecektir.

Çarpışma Kutusu ve Çarpışma Kolu Tarafı Flanşlarının Tasarlanması

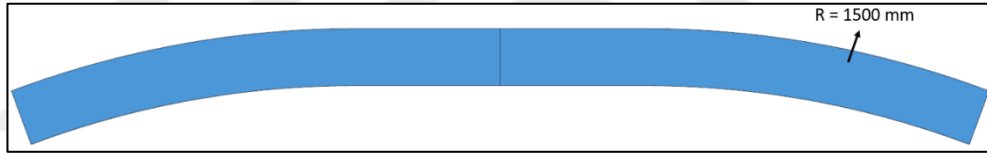
Bağlantı flanşları, üst ve ön çarpışma kollarını, çarpışma kutusu ve ön tampon destek traversi ile bağlanmasında görev alan elemanlardır. Çarpışma kutusunun malzemesi alüminyum olduğu için direkt olarak çelik çarpışma kollarına bağlanması zor olacaktır. Bu yüzden iki parçayı çarpma anında hem üstüne gelen kuvvetleri çarpışma kollarına



Şekil 3.27. Çarpışma kutusu tasarımı

Ön Tampon Destek Traversinin Tasarlanması

Ön tampon destek traversi çarpışma esnasında ilk teması gerçekleştiren ve yük iletimini başlatan parçadır. Bu çalışmada ön tampon traversinde 2,5 mm malzeme kalınlık ve 6060 serisi alüminyum malzeme kullanılmıştır (Şekil 3.28).



Şekil 3.28. Ön tampon destek traversi (üst görünüş)

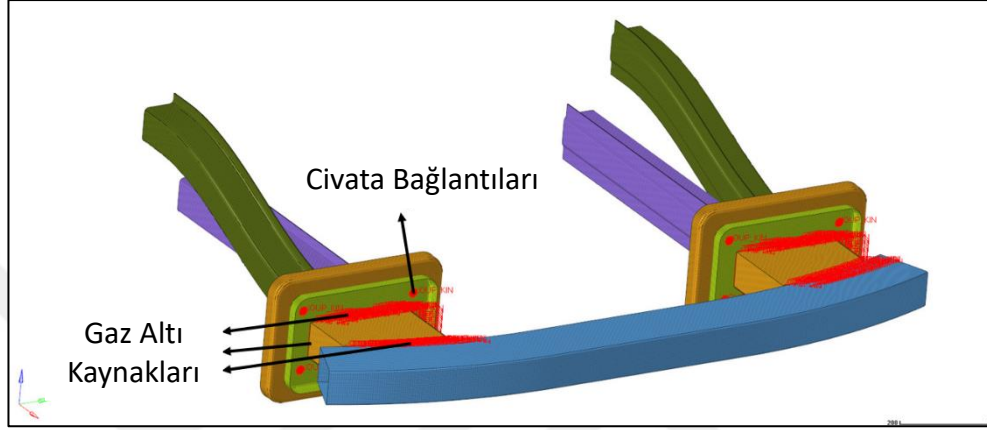
3.3. Ön Çarpışma Bölgesinin Ön İşlem Aşaması

Bu bölümde, oluşturulan tasarım Altair Hypermesh bilgisayar destekli mühendislik yazılımı kullanılarak ön çarpışma bölgesinin modellenmesi yapılmış ve Hypermesh – Abaqus (Explicit) bölümünde ön işlem prosesi tamamlanmıştır. Ön işlem prosesinde ön çarpışma bölgesi elemanlarının kabuk elemanları oluşturulmuş, kaynak ve bağlantı bölgeleri tanımlanmış, malzeme ve özellik bilgileri girilmiş ve sınır koşulları tanımlanmıştır.

Tasarlanan parçalar “parasolid” olarak Hypermesh/Abaqus yazılımına aktarılmıştır. Aktarılan geometrilerin Hypermesh yazılımında “midsurface” komutu ile orta yüzeyleri elde edilmiştir. Ardından yüzeyler 5 mm boyutunda, S3R ve S4R eleman tipinde kabuk

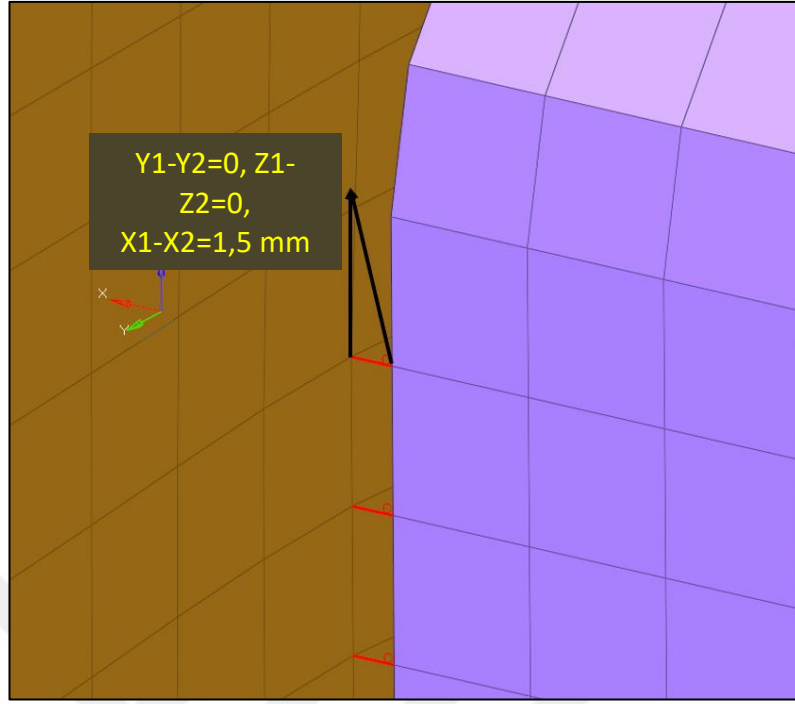
eleman yapıları oluşturulmuştur. Modelde toplam 122587 adet kabuk eleman ve 125949 adet düğüm noktası mevcuttur (Şekil 3.29).

Ön çarpışma bölgesi komponentlerin kesitleri “properties” bölümünde “PSHEEL” yani belirli bir kalınlığa sahip sac parça olarak tanımlanmıştır. Sac parça kalınlıkları oluşturulan çeşitli senaryolara göre ön işlem aşamasında tanımlanmıştır.



Şekil 3.29. Üst ve ön çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesinin ön işlem aşaması modeli (Hypermesh – Abaqus)

Gaz altı kaynakların doğru tanımlanması Abaqus yazılımı için oldukça önemlidir. Kaynaklar, çarpışma kutusu/tampon destek traversi, çarpışma kutusu/çarpışma kutusu tarafındaki flanş, ön çarpışma kolu/çarpışma kolu tarafındaki flanş ve üst çarpışma kolu/çarpışma kolu tarafındaki flanş arasında tanımlanmıştır. Kaynakların en iyi şekilde tanımlanması için kaynak tanımı yapılacak düğümler, sadece X ekseninde olacak şekilde “node to node” kaynak biçimi oluşturulmuştur (Şekil 3.30).

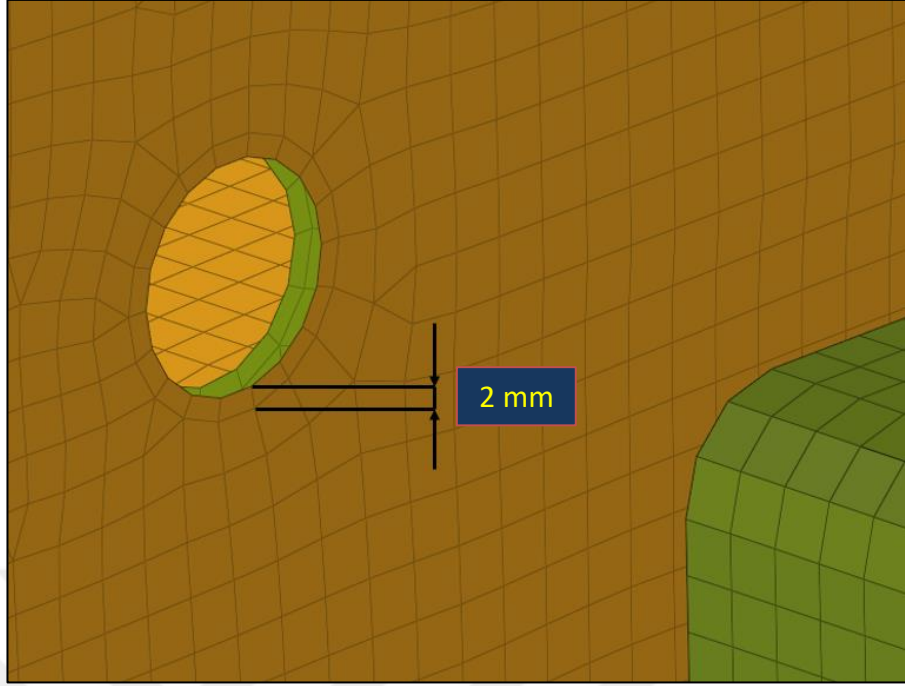


Şekil 3.30. Ön çarpışma kolu ile flanş arasındaki kaynak bölgesi

Sadece X ekseninde kaynak oluşturulurken “translate” komutundan kaynak atılacak düğümler seçilmiştir. Seçilen düğümler “duplicate” işlemiyle kopyalanmış ve +X yönünde 1,5 mm ötelenmiştir. Ötelenen düğümler ile çarpışma kolu tarafındaki düğümler ilk aşamada birbiriyle çakışmamaktadır. Bu yüzden “replace” bölümünden flanştaki mevcut düğümler, ötelenen düğümlerle çakıştırılmıştır.

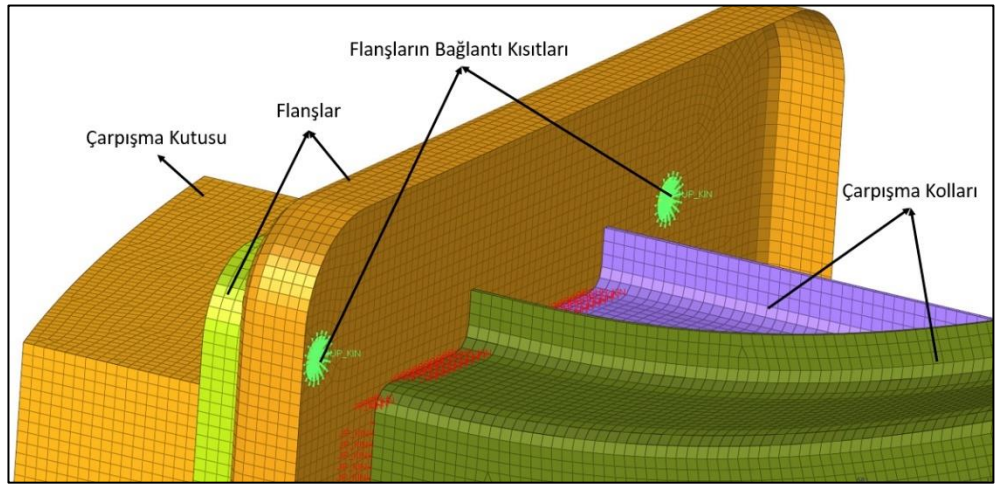
Çarpışma kolu ve çarpışma kutusu tarafındaki flanşlar gibi civata boşluğuna sahip parçaların kabuk elemanlarının örülmesi oldukça zordur. Bu yüzden Hypermesh’te “Geometry Edit” kısmından “washer split” komutu kullanarak civata deliği 2 mm ötelenmiştir (Şekil 3.31). Bu sebeple parçanın kabuk elemanları kolaylıkla örülebilmiş ve kalitesi artmıştır.

Gaz altı kaynakları Hypermesh’in “1D” başlığı altında “rigids” bölümündeki “multiple nodes” komutu kullanılarak çarpışma kolu tarafındaki flanşın düğümleri ile ön çarpışma kolunun düğümleri birbirine bağlanarak gaz altı kaynağı oluşturulmuş ve kaynaklar “COUP_KIN” tipinde tanımlanmıştır. Civata bağlantısının görevi flanşları çarpışma anında bir arada tutmak olduğu için her bir civata boşluğunun sabit kalmalarını sağlamak amacıyla tüm eksenlerden sabitlenmiştir (Şekil 3.32).



Şekil 3.31. Çarpışma kolu tarafından flanş üzerindeki civata etkisinin gösterimi

Bağlantı tanımlanırken her bir flanştaki civata deliklerinin merkezindeki düğümleri belirlemek amacıyla “Distance/Three nodes” bölümü altında “circle center” komutu kullanılmıştır. Merkezdeki düğümler ayrıca +X yönünde 3 mm ötelenerek iki flanş arasında da ortalanmıştır. “1D/Rigids” bölümündeki “multiple nodes” komutu kullanılarak merkezdeki düğüm ile deliğin ve deliğin etrafındaki ötelenmiş yüzeyin tüm düğümleri bağlanmıştır.

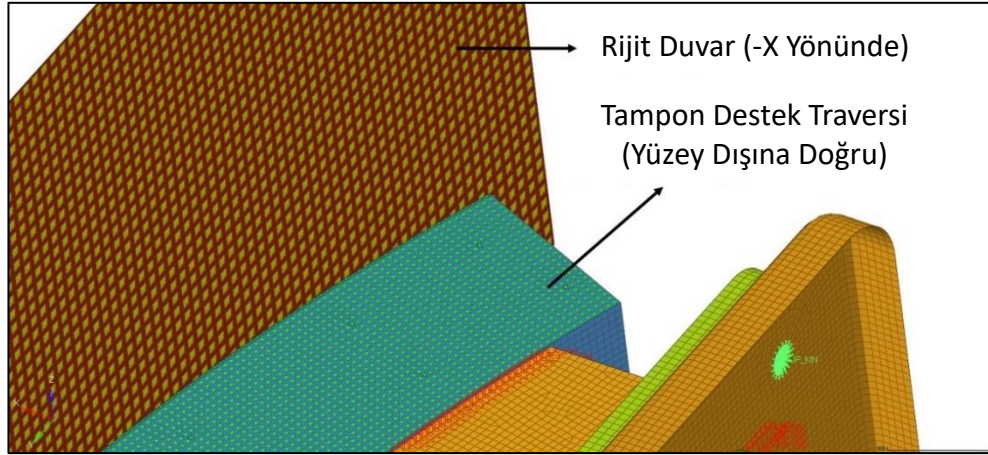


Şekil 3.32. Çarpışma kutusunu ve çarpışma kollarını bağlayan flanşların kısıtları

Ön işlem aşamasında modellenen diğer bir eleman ise ön çarpışma bölgesine belirli hızda çarpacak olan rijit bariyerdir. Rijit bariyerin Abaqus yazılımına sorunsuz bir biçimde aktarılması için hem bir kalınlığa sahip, yani “PSHELL” özelliğine hem de “RIGID_BODY” özelliğine sahip olmalıdır.

Rijit duvar, 10 mm eleman boyutuna sahip kabuk elemanlar oluşturulmuştur. Rijit duvar “property” başlığı altından “Card Image” kısmı “SHELLSECTION” seçilmiş ve kalınlığı 4 mm tanımlanmıştır. Tekrar “property” başlığı altından “Card Image” kısmı “RIGID_BODY” seçilmiş, “Node Id” olarak rijit duvarın ortasındaki düğüm noktası tanımlanmıştır. Seçilen bu orta düğüm noktası modelde oluşan deplasman miktarını elde etmede kullanılacaktır. Komponent olarak rijit duvar komponenti seçilmiş ve malzeme olarak ise DP600 (hangi malzeme seçileceği farketmiyor, sadece yazılımın tanımında gerektiği için seçilmesi gerekiyor) seçilmiştir.

Abaqus yazılımında tanımlanacak temas yüzeylerin tanımı Hypermesh ön işlem aşamasında gerçekleştirilmiştir. “Tool – Contact Manager” başlığı altından eleman bazlı “Slave” ve “Master” olmak üzere iki adet yüzey oluşturulmuştur. “Groups” başlığı altındaki oluşturulan bu yüzeylerin yönlenmeleri Şekil 3.33’teki gibidir.



Şekil 3.33. Temas yüzeyleri ve yönlenmeleri

3.4. Ön Çarpışma Bölgesi Sonlu Elemanlar Analiz Aşaması

Ön çarpışma bölgesinin dinamik analizi 10 adımda oluşturulmuştur. Bu adımlar sonucunda ön çarpışma bölgesinin dinamik çarpışma senaryosu oluşturulmuş ve çözüme hazır hale gelmiştir.

3.4.1. Malzeme Tanımının Yapılması

Ön çarpışma bölgesinde kullanılan FEE340 ve DP600 çeliklerinin yoğunluk, elastik modülü ve poisson oranları Çizelge 3.1'deki gibidir. Yoğunluk tanımı "Material-General-Density" kısmından, elastik özelliğin tanımı ise "Material-Mechanical-Elasticity-Elastic" kısmından yapılmıştır. Dinamik (Explicit) analizlerde malzemede plastik şekil değişiminin gerçekleşmesi gerilim-gerinim eğrisinin tanımlanması gerekmektedir. FEE340 ve DP600 çeliği, "Material-Mechanical-Plasticity-Plastic" kısmından Şekil 3.34'teki gibi FEE340 için 62 adet ve DP600 için 67 adet gerilim-gerinim değerleri tanımlanmıştır.

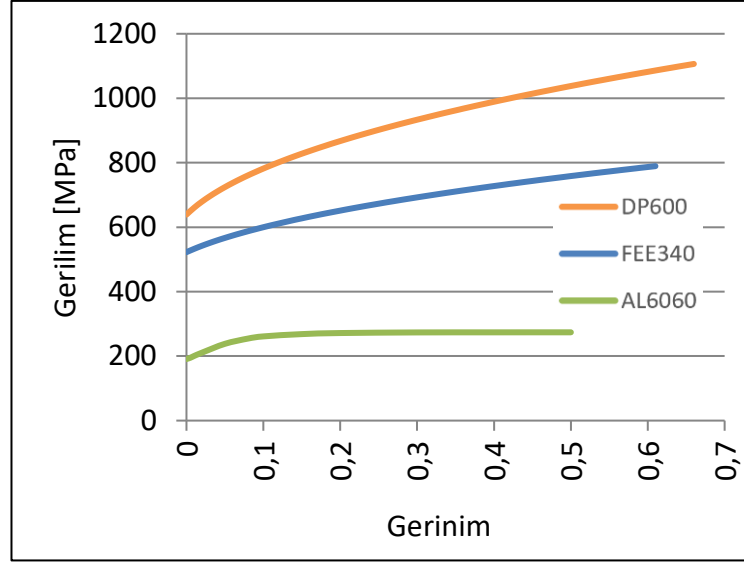
Ön çarpışma bölgesinde kullanılan alüminyum 6060 serisi malzemenin yoğunluk, elastik modülü ve poisson oranları Çizelge 3.2'deki gibidir. Yoğunluk tanımı "Material-General-Density" kısmından, elastik özelliğin tanımı ise "Material-Mechanical-Elasticity-Elastic" kısmından yapılmıştır. Alüminyum 6060 serisi malzeme "Material-Mechanical-Plasticity-Plastic" kısmından Şekil 3.34'teki gibi 12 adet gerilim-gerinim değerleri girilerek tanımlanmıştır.

Çizelge 3.1. FEE340 ve DP600 çeliklerinin elastik özellikleri

Yoğunluk (gr/cm ³)	Elastik Modülü (MPa)	Poisson Oranı
7.86E-009	210000	0.33

Çizelge 3.2. Alüminyum 6060 serisi malzemenin elastik özellikleri

Yoğunluk (gr/cm ³)	Elastik Modülü (MPa)	Poisson Oranı
2.7E-009	68000	0.33



Şekil 3.34. FEE340, DP600 çeliklerinin ve AL6060 alüminyumun plastik şekil değiştirme eğrileri

3.4.2. Rijit Duvara Kütle Tanımlanması

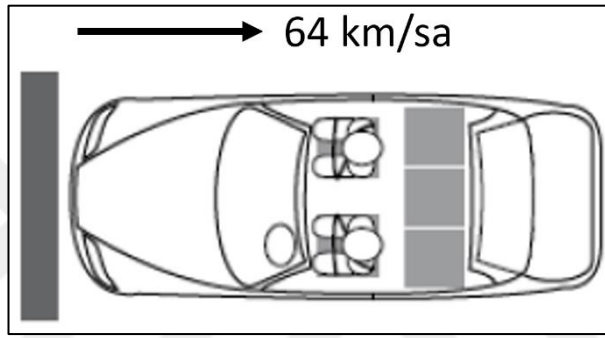
Ön çarpışma bölgesinin çarpışma performansını incelemek amacıyla rijit duvar 64 km/sa hızında çarpışma bölgesine hareket ettirilmiştir. Yazılımda rijit duvarın kinetik enerjiye sahip olması için kütle tanımlanması yapılmalıdır. Kütle tanımları için rijit duvar üzerindeki herhangi bir noktadan “Tools-Reference Point” kullanılarak referans noktası oluşturulmuştur. Oluşturulan bu noktaya “Property-Special-Inertia-Create-Point Mass” özelliği kullanılarak 1000 kg kütle tanımlanmıştır. Referans noktasına tanımlanan bu kütle aslında rijit duvara tanımlanmış olmaktadır. Kütlenin değeri yapılan literatür araştırmalarında elde edilen sonuçlar göz önüne alınarak seçilmiştir (Öztürk,2008). 64 km/sa ilk hıza (17,77 m/s) ve 1000 kg ağırlığa sahip rijit duvarın sahip olduğu kinetik enerji Denklem 3.1’deki gibidir.

$$E_k = \frac{1}{2} \times m \times V^2 \quad (3.1)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \times 1000 \times 17,77^2 = 162 \text{ kJ}$$

3.4.3. Önden Çarpışma Senaryosu (Rijit Duvar Testi) Oluşturulması

Bu tez çalışmasında üst çarpışma kolunun kullanılması aracın ön çarpışma bölgesini daha rijit bir hale getirmektedir. Bu nedenle üst ve ön çarpışma koluna sahip modelde incelenecek kalınlık parametrelerin miktarı kısıtlı olmaktadır. Daha geniş aralıkta kalınlık parametrelerin incelenmesi amacıyla %100 offsetli ve 64 km/sa hızındaki rijit duvar aracın çarpışma bölgesine çarptırılmıştır (Şekil 3.35). Bu senaryo seçilirken Neptune ve ark. (1999), Tahan ve ark. (2013), Deb ve ark. (2015) literatür çalışmaları da göz önüne alınmıştır.



Şekil 3.35. %100 offsetli ve 64 km/sa hızındaki rijit duvar senaryosu

3.4.4. Analiz Süresinin Belirlenmesi

Çarpışmanın analizinde zaman adımı, analizin çözüm süresi ve güvenilirliği açısından önemli bir faktördür. Literatürden önden çarpışma senaryolarında adım sürelerinin 120 ms civarında belirlendiği görülmüştür (Deb 2015). Bu nedenle bu çalışmada, çarpışma tüm senaryolar 120 ms süresinde çözdürülmüştür.

Adım süresinin yanısıra dinamik analizde zaman arttırımı, çözümün süresi ve verimliliği açısından önemli bir etmendir. Tez çalışmasında Abaqus yazılımının önerdiği “Auto Time Increment” zaman arttırım özelliği kullanılmıştır. Ek olarak çözümünde “Time scaling factor” Abaqus yazılımında varsayılan ayarı kullanılmış ve 1 olarak tanımlanmıştır.

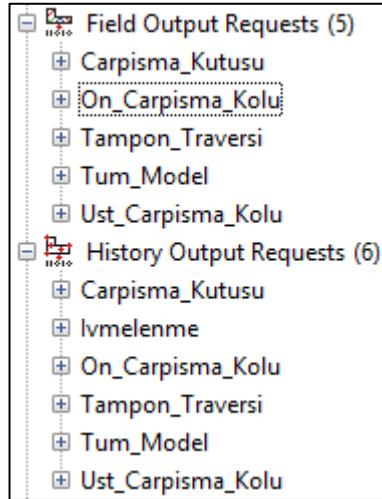
Step bölümünde tanımlanan diğer bir özellik ise “non-linear geometry (NLgeom)” özelliğidir. Analize tabi tutulan parçanın hasar sonucunda gerinim değeri eğer %5’i geçerse bu seçeneğin açılması önerilmektedir. Temel olarak NLgeom, gerçek gerilim ve

gerinim değerleri yerine normal gerilim ve gerinim değerleri kullanmakta ve gerilim her zaman mevcut eleman yüzeyi üzerinden hesaplanmaktadır. Bunun sonucunda gerinim değeri $\ln(1+dL/L)$ formülü ile elde edilir.

Tez çalışmasında kullanılan ön çarpışma kolunun uzunluğu 800 mm ve %5 gerinim değeri 40 mm'dir. Yapılan analizler sonucu çarpışma kolundaki en düşük gerinim değeri 400 mm olduğundan bu özellik açılmıştır.

3.4.5. Simülasyon Çıktılarının Belirlenmesi

Ön çarpışma bölgesinin çarpışma performansı etkisini elde etmek ve oluşturulan senaryoların birbirleri arasında karşılaştırma yapmak amacıyla çeşitli çıktılar Abaqus yazılımında tanımlanmıştır. Her bir elemanın ve modelin enerji sönümlenmeleri, toplam deplasman miktarları, yolcu kabineye iletilen kuvvetleri ve yolcu kabinin ivme değeri yazılımda çıktı olarak belirlenmiştir (Şekil 3.36). Çarpışma bölgesi elemanlarının "Field Output Requests" kısmında 5 adet "History Output Request" kısmında ise 6 adet çıktı istenmiştir. Tüm modelin çıktısı her 0,0024s'de bir tane olmak üzere toplam 50 tane sonuç verecek şekilde (50 aralık / 0,12s) tanımlanmıştır.



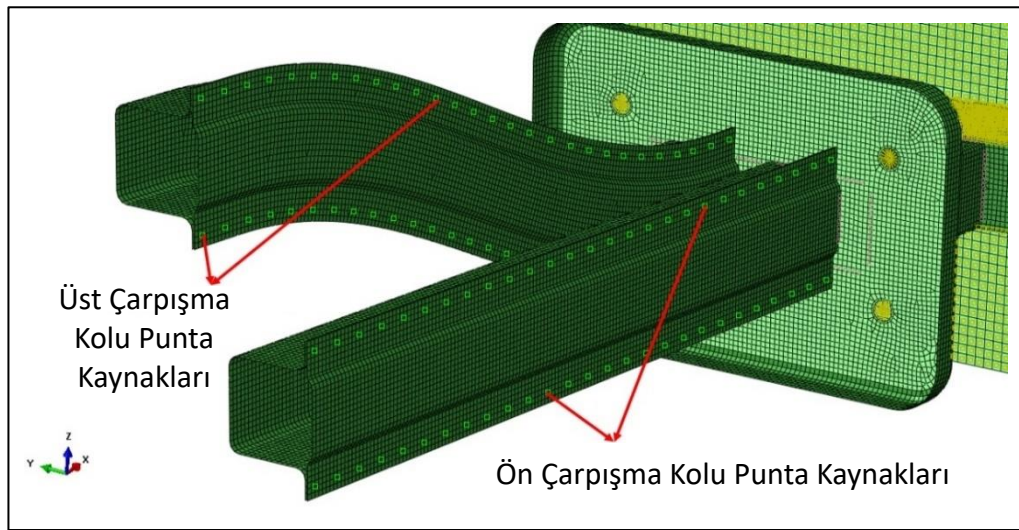
Şekil 3.36. Ön çarpışma bölgesi elemanlarının çıktıları

3.4.6. Kabuk Eleman Tiplerinin Tanımlanması

Dinamik analiz çözümünün hatasız ve doğru bir şekilde çözebilmek amacıyla her bir parçanın kabuk elemanlarının tipleri “Explicit” olarak tanımlanmıştır. “Element Type” bölümünden iki boyutlu komponentlerin elemanları “Shell” olarak tanımlanmıştır. Yazılımda yüksek deformasyonlar sonucunda elemanlarda oluşan bozulmalar ve şekil değiştirmelerin kontrolü “Hourglass Control” başlığından gerçekleştirilmektedir. Çalışmada bu kontrol varsayılan “Relax Stiffness” olarak tanımlanmıştır.

3.4.7. Punta Kaynağın Tanımlanması

Ön ve üst çarpışma kolları ile kapakları arasındaki bağlantıyı sağlamak amacıyla kolların ve kapakların arasında punta kaynak tanımlanması gerekmektedir. Punta kaynaklarının tanımlanması “Assembly-Engineering Features-Fasteners” komutu kullanılarak yapılmıştır. Standarttan yararlanılarak belirlenen punta kaynak noktaları, “Fasteners” komutu altındaki “Point-based” tipi seçilerek tüm noktalar punta kaynaklarının merkezi konumunda olacak şekilde seçilmiştir. Punta kaynakların vektör yönleri belirlenmiş, “Property” kısmından “Rigid MPC” seçilerek noktalar rijit olarak kabul edilmiş ve punta kaynakların çaplarının boyutları tanımlanmıştır. Üst çarpışma kolunda X ekseninde çarpışma kolu eteği boyunca 28 adet, ön çarpışma kolu eteği boyunca ise 27 adet punta kaynağı tanımlanmıştır (Şekil 3.37).



Şekil 3.37. Ön ve üst çarpışma kolu punta kaynak bölgeleri

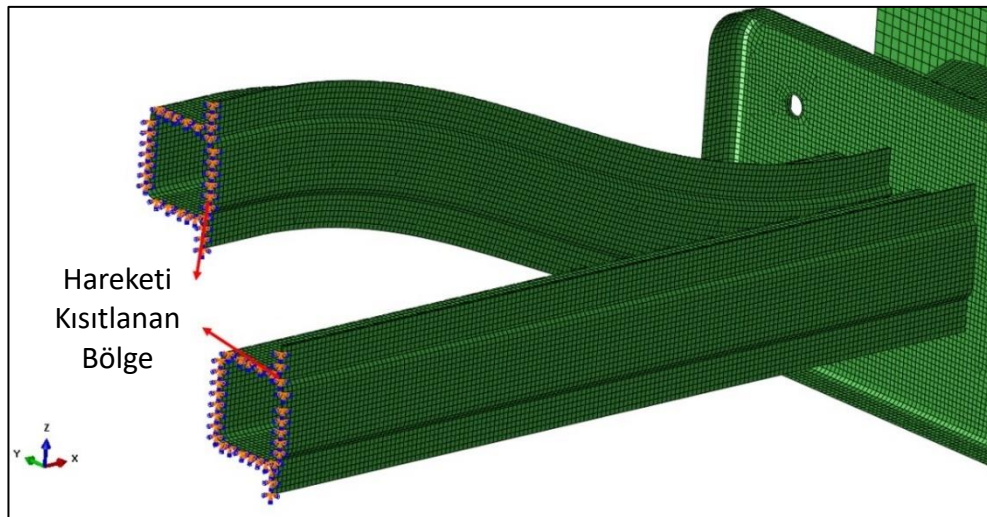
3.4.8. Komponentler Arasında İlişki Tanımlanması

Zamana bağımlı ve belirli hıza sahip olan analizlerde temas eden komponentler arasında etkileşim oluşturmak için ilişki tanımlanmalıdır. İlişki tanımlanabilmesi için öncelikle komponentler arasındaki sürtünme katsayısı tanımlanmalıdır. Çalışmada çelik ve alüminyum ile çalışıldığından sürtünme katsayısı 0,15 olarak tanımlanmıştır.

Temas eden tüm komponentler arasında “Interaction” bölümünden “General Contact” seçilmiş ve sürtünme katsayısına bağlı bir ilişki tanımlanmıştır. Ayrıca hareketli parçalar ve hareketli parçanın temas ettiği komponent arasında ilişki tanımlanması gerekmektedir. Rijit duvar ve tampon traversi arasındaki “Master” ve “Slave” yüzeylerine “Interaction” bölümünden “Surface to Surface” ilişkisi tanımlanmıştır.

3.4.9. Sınır Şartların Tanımlanması

Çarpışma senaryosunu oluşturmak için rijit duvara belirli bir ilk hız tanımlamak ve çarpışma kollarının arka tarafındaki kesit yüzeylerini de tüm düğüm noktalarından sabitlemek gerekmektedir. En arka kesit yüzeyini sabitlemek için “BC’s” bölümünden “Symmetry/Antisymmetry/Encastre” tipi seçilerek arka kesitteki tüm nodeler tüm eksenlerden sabitlemek amacıyla “ENCASTRE=U1=U2=U3=UR1=UR2=UR3=0” olarak tanımlanmıştır (Şekil 3.38).



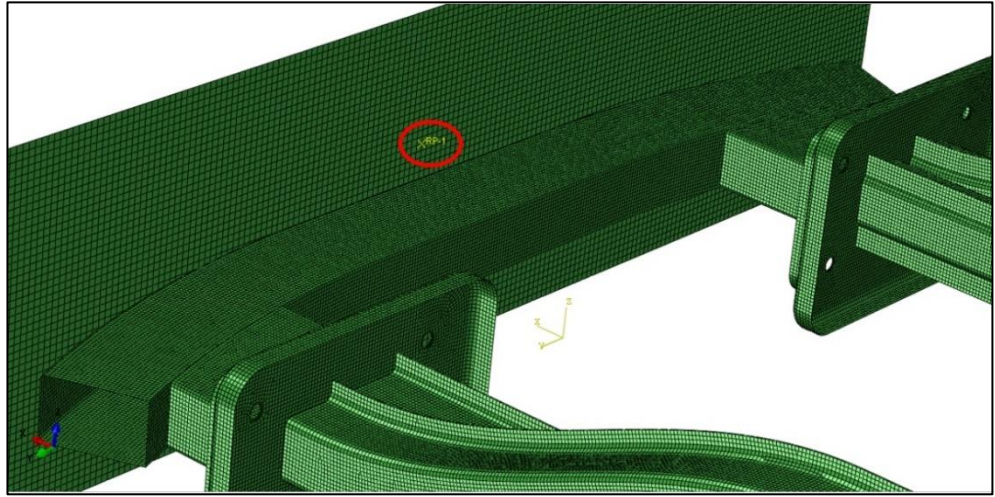
Şekil 3.38. Çarpışma kolların en arkasındaki hareketi kısıtlanan bölge

Rijit duvara “Predefined Fields/Initial” kısmından 64 km/sa ilk hız tanımlanmıştır. Tanımlanan ilk hızların sadece X ekseninde hareketini sağlamak için “BC’s” bölümünden “Velocity/Angular Velocity” tipi seçilerek “ $V_2=V_3=VR_1=VR_2=VR_3=0$ ” olarak tanımlanmıştır.

3.4.10. Analiz Sonrası Verilerin Eldesi

Toplam deplasman, hız değişimi ve aracın yavaşlama ivme değerleri Şekil 4.38’deki referans noktasından ölçülmüştür. Yolcu kabine iletilen kuvvet, “XYData” kısmından “OBD field output” sekmesi seçilmiş ve modelin en arkasında hareketi kısıtlanan bölgedeki kesitin tüm düğüm noktalarından Şekil 3.39’daki referans noktasından X eksenindeki reaksiyon kuvvet değerleri okunmuş ve yolcuya iletilen kuvvetler ve yolcu bölmesinde oluşan ivme değerleri elde edilmiştir.

Yolcu güvenliği için en önemli parametrelerden biriye kaza anında aracın ön bölgesinin girişim miktarıdır. Rijit duvarın ön çarpışma bölgesine ne kadar girişim yaptığını elde edebilmek adına referans noktasından “Spatial Displacement: U1” toplam deplasman değerleri okunmuştur.



Şekil 3.39. Rijit duvar üzerindeki referans noktası

3.5. Çarpışma Performanslarını Karşılaştırmak Üzere Modellerin Oluşturulması

Sonuçlar kısmında malzeme farkının, kalınlık farkının, üst çarpışma kolunun var oluş etkisini incelemek ve çarpışma performanslarını karşılaştırmak amacıyla 5 adet model Çizelge 3.3'te görüldüğü gibi oluşturulmuştur. Model 1, sadece ön çarpışma koluna, 2,6 mm et kalınlığına ve ön çarpışma kolunda FEE340 malzemesine sahiptir. Model 2, sadece ön çarpışma koluna, 2,6 mm et kalınlığına ve ön çarpışma kolunda DP600 malzemesine sahiptir. Model 3, ön ve üst çarpışma koluna, her iki çarpışma kolunda 2 mm et kalınlığına, ön ve üst çarpışma kolunda FEE340 malzemesine sahiptir. Model 4, ön ve üst çarpışma koluna, her iki çarpışma kolunda 2 mm et kalınlığına, ön ve üst çarpışma kolunda DP600 malzemesine sahiptir. Model 5, ön ve üst çarpışma koluna, her iki çarpışma kolunda 2,4 mm et kalınlığına, ön çarpışma kolunda FEE340 malzemesine, üst çarpışma kolunda ise AL6060 malzemesine sahiptir. Tüm modellerde çarpışma kutularının, flanşların ve ön tampon traverslerin malzemeleri ve kalınlıkları aynı olacak şekilde Çizelge 3.3'teki gibi alınmıştır.

Modellerdeki çarpışma kolu et kalınlığı ve malzeme farklılıkları, modellerin çarpışma performanslarını daha net bir şekilde karşılaştırmak amacıyla oluşturulmuştur. Model 1 ve Model 3'te yolcu kabineye iletilen kuvvet eğrisinin ve oluşan deplasman eğrisinin birbirine yakın olması nedeniyle Çizelge 3.3.'teki kalınlık ve malzemeler seçilmiştir. Aynı şekilde Model 5'de üst çarpışma kolunun alüminyum olma durumunu incelemek için Çizelge 3.3.'teki gibi Model 3 ve Model 5 oluşturulmuştur.

	Çarpışma Kolları	Ön Çarpışma Kolu Kalınlığı (mm)	Üst Çarpışma Kolu Kalınlığı (mm)	Ön Çarpışma Kolu Malzemesi	Üst Çarpışma Kolu Malzemesi	Kütle (kg)
Model 1	Ön	2,6	-	FEE340	-	13
Model 2	Ön	2,6	-	DP600	-	13
Model 3	Ön ve Üst	2	2	FEE340	FEE340	20
Model 4	Ön ve Üst	2	2	DP600	DP600	20
Model 5	Ön ve Üst	2,4	2,4	FEE340	AL6060	16,5

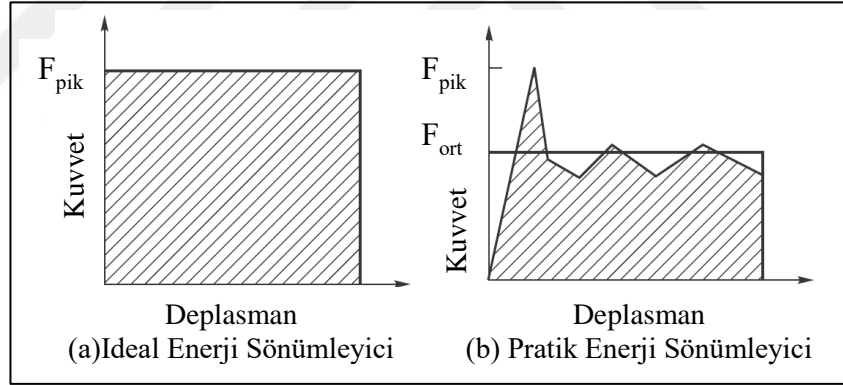
Çizelge 3.3. Çarpışma performanslarını karşılaştırmak üzere oluşturulan beş farklı model

Ayrıca Çizelge 3.3.'de ön ve üst çarpışma kollarının kütleleri de verilmiştir.

Sonuçların verimliliği değerlendirilirken çarpma kuvvet verimliliği (CFE) oranından yararlanılmıştır. Bu oran modelde açığa çıkan ortalama kuvvet ile maksimum kuvvetin oranını kapsamaktadır ve Denklem 3.2'deki formülle ifade edilir:

$$CFE = \frac{F_{avg}}{F_{peak}} \quad 3.2$$

Çarpışma kuvveti verimlilik katsayısı (CFE), enerji sönümleyici elemanların ezilmesi sonucu açığa çıkan yavaşlama ivmesinin yolcuda oluşturduğu hasarı incelemede yardımcı olmaktadır. CFE oranı ne kadar 1'e yakın olursa kuvvet-yer değiştirme grafiği o kadar düzleşir. Düşük CFE, görece yüksek pik (maksimum) kuvvetlerine sebep olduğu için çarpışma anında yolcu ve araç bileşenleri üzerindeki risk artmaktadır. Dolayısıyla, CFE oranı 1'e yakın olan kuvvet-yer değişimi grafikleri ile en yüksek çarpışma performans verimliliği sağlanmış olmaktadır (Şekil 3.40). Ayrıca CFE oranı, çarpışma sonucunda iletilen kuvvetin karakteristik özelliğinin yorumlanması için de kullanılmaktadır (Rao ve diğ., 2016).



Şekil 3.40. İdeal enerji emilim (a) ve pratik enerji emilim (b) eğrileri (Rao 2016)

4.BULGULAR

Simülasyonlarda 64 km/sa ilk hıza, %100 ofsete ve 1000 kg kütleyle sahip rijit duvar araç çarpışma bölgesine dik bir şekilde çarptırılmıştır. Simülasyonlardan, enerji sönmleme eğrileri, toplam deplasman eğrileri, yolcu kabineye iletilen kuvvet eğrileri ve ön çarpışma kollarının çarpışma kuvvet verimlilik (CFE) eğrileri baz alınarak 5 farklı model için değerlendirilmiştir.

4.1 Malzeme Tipinin Çarpışma Performansına Etkisi

Bu başlık altında HSLA çelik ailesi grubundaki FEE340 ile DP (çift faz) çelik ailesi grubundaki DP600 malzemeslerin Model 1 ve Model 2 üzerinde çarpışma performanslarına etkileri incelenmiştir.

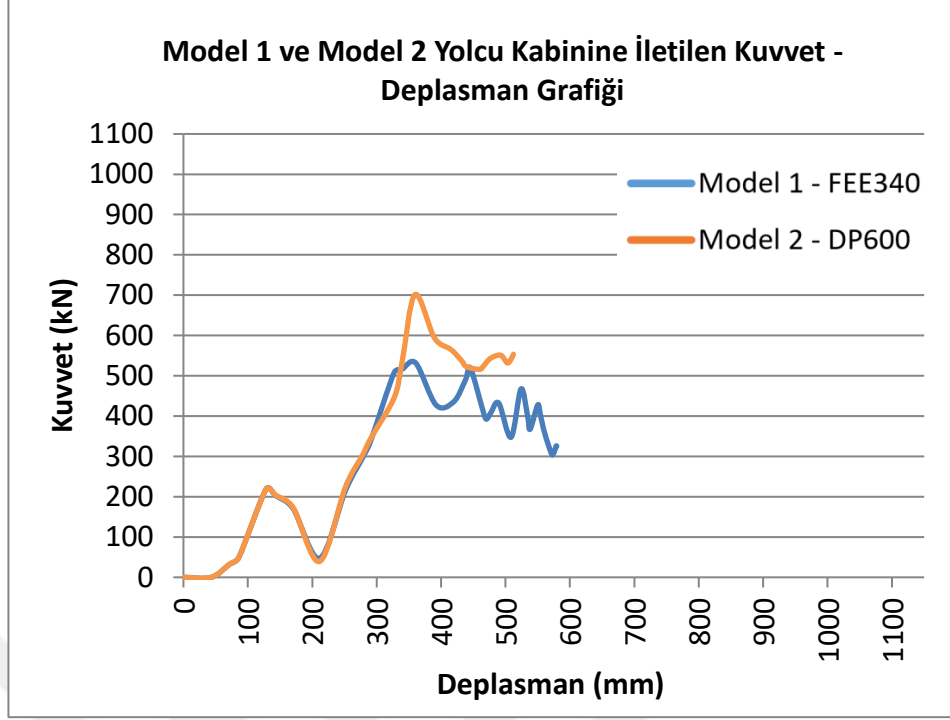
4.1.1. Malzeme Tipinin Model 1 ve 2'nin Çarpışma Performansına Etkisi

Şekil 4.1'de Model 1 ve Model 2 için çarpışma kollarından yolcu kabineye iletilen kuvvetin deplasmana bağlı eğrisi verilmiştir. Şekil 4.1'den, Model 1 için yolcu kabineye iletilen maksimum kuvvetin 531,9 kN olduğu, Model 2 için yolcu kabineye iletilen maksimum kuvvetin ise 701,2 kN olduğu görülmüştür.

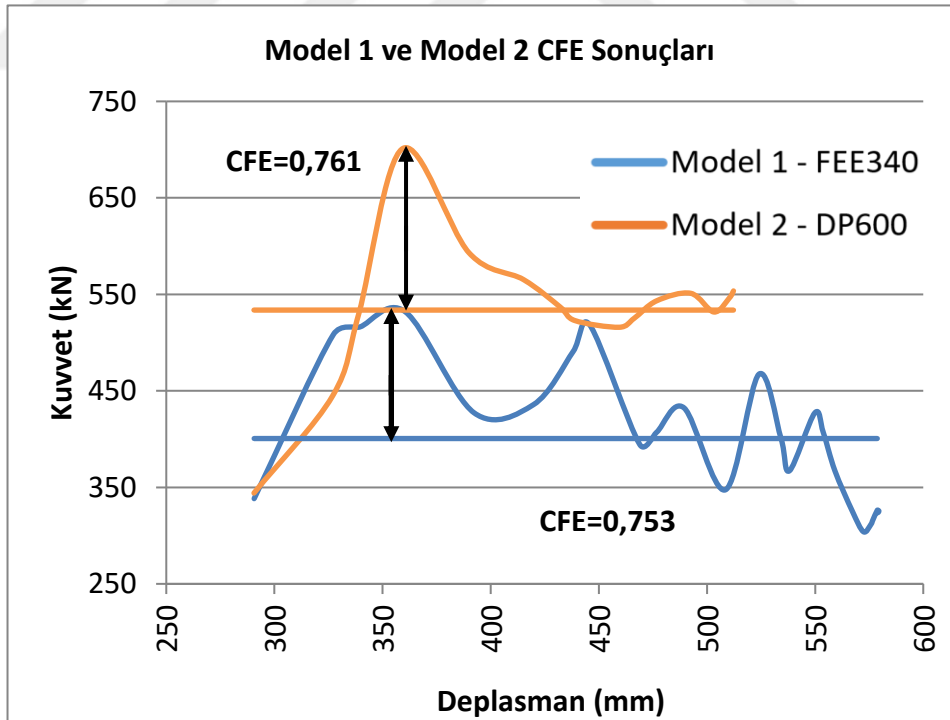
Model 1 58 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönmlediği ve en fazla 579,5 mm toplam deplasman oluşturduğu, Model 2 ise 48 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönmlediği ve en fazla 521,7 mm toplam deplasman oluşturduğu görülmüştür.

Şekil 4.2'de tüm modelden ziyade sadece çarpışma kollarından yolcu kabineye iletilen kuvvetin deplasman ile değişimi görülmektedir. Ayrıca Model 1 ve 2'nin CFE sonuçları, ortalama ve maksimum kuvvet değerleri Şekil 5.2'de görülmektedir. Malzeme farkının çarpışma kolları üzerindeki etkilerini daha detaylı göstermek amacıyla sadece çarpışma kollarının çalıştığı 290 mm ile 580 mm deplasman aralığındaki kesit alınmıştır

Model 1 için yolcu kabineye iletilen ortalama kuvvetin 400,6 kN olduğu, Model 2 için yolcu kabineye iletilen ortalama kuvvetin 533,7 kN olduğu görülmüştür. Çarpışma kollarının CFE oranları 4.2 formülasyonu yardımı ile Model 1 için 0,753 ve Model 2 için 0,761 olarak hesap edilmiştir



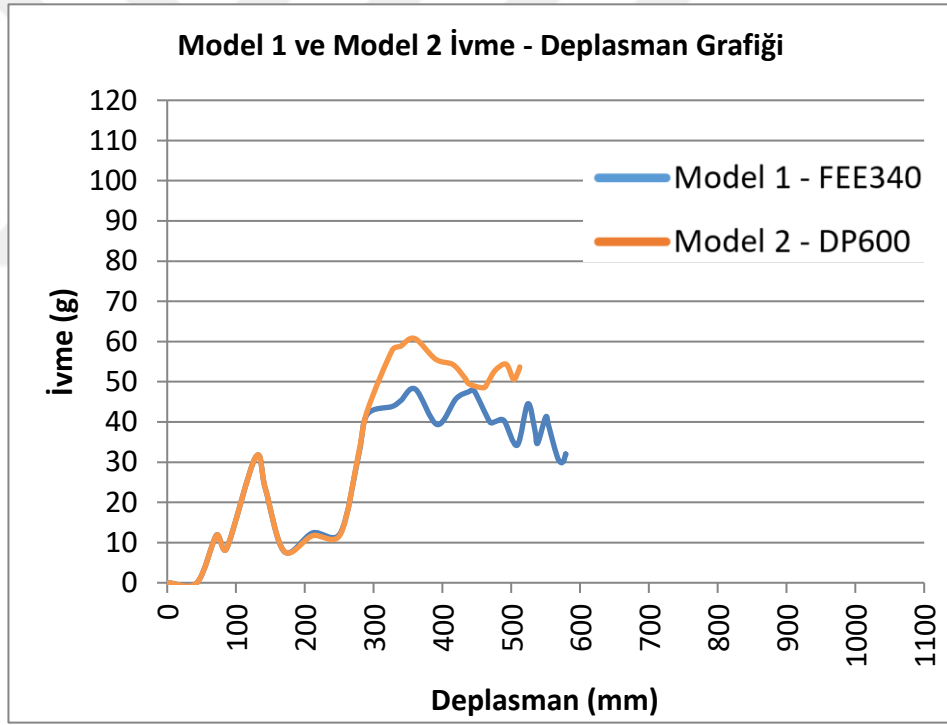
Şekil 4.1. Model 1 ve Model 2 yolcu kabinine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi



Şekil 4.2. Model 1 ve Model 2 ön çarpışma kolu kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları

Yazılımda yolcu kabineine iletilen kuvvetin miktarı, ön çarpışma kolu ile yolcu kabini birleştiren düğüm noktalarından okunmuştur (Şekil 3.38). Çalışmada FEE340 malzemesi için elde edilen yolcu kabineine iletilen maksimum kuvvet, 2016 yılında George Mason Üniversitesinde Toyota Yaris modeli araç üzerinde yapılan deneysel çalışmanın verdiği 575 kN luk maksimum kuvveti değeri ile uyumlu olduğu görülmektedir.

Şekil 4.3’de yolcu kabini yavaşlama ivmesinin modeldeki çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı ile değişimi verilmiştir. Model 1 için 361 mm deplasmanda 49,9 g değerinde maksimum ivme, Model 2 için ise 361 mm deplasmanda 60,8 g değerinde bir maksimum ivme değerinin ortaya çıktığı görülmektedir. Çalışmada Model 1 için elde edilen maksimum ivmenin, benzer bir çalışmada Tahan ve ark. (2013) tarafından verilen 47 g maksimum ivme değeri ile uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 4.3. Model 1 ve Model 2 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi

4.1.2. Malzeme Tipinin Model 3 ve 4'ün Çarpışma Performansına Etkisi

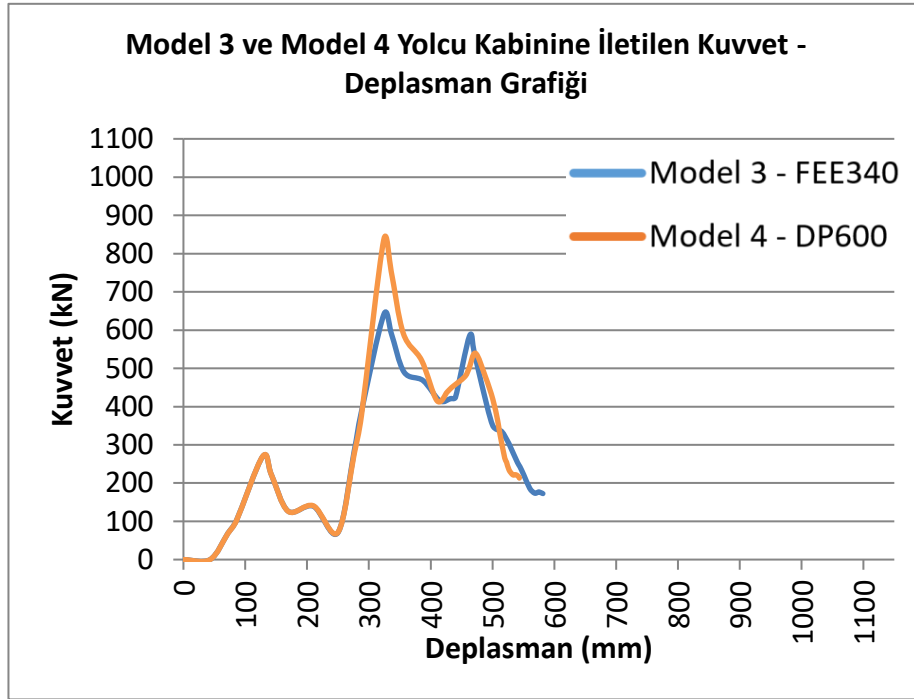
Şekil 4.4'te Model 3 ve Model 4 için çarpışma kollarından yolcu kabineine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı eğrisi verilmiştir. Şekil 4.4'den, Model 3 için yolcu kabineine

iletilen maksimum kuvvetin 641,2 kN olduğu, Model 4 için yolcu kabine iletilen maksimum kuvvetin ise 835,7 kN olduğu görülmüştür.

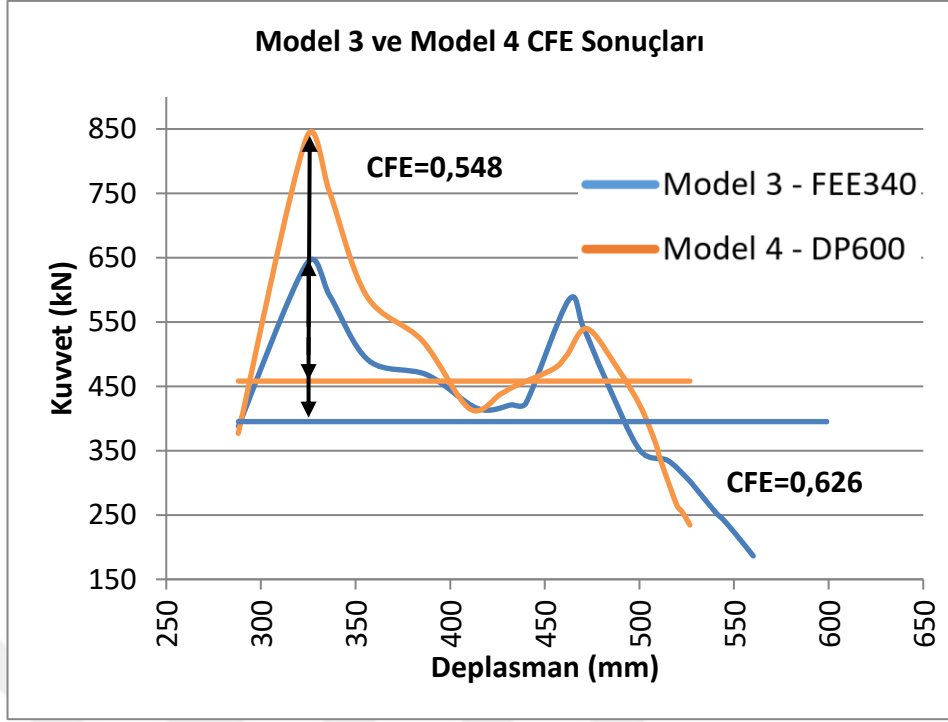
Model 3 69,5 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönmlediği ve en fazla 598,9 mm toplam deplasman oluşturduğu, Model 4 ise 57,5 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönmlediği ve en fazla 543,6 mm toplam deplasman oluşturduğu görülmüştür.

Şekil 4.5'te Model 3 ve 4'ün tüm elemanlarından ziyade sadece çarpışma kollarından yolcu kabine iletilen kuvvetin deplasman ile değişimi görülmektedir. Model 1 için yolcu kabine iletilen ortalama kuvvetin 400,6 kN olduğu, Model 2 için yolcu kabine iletilen ortalama kuvvetin 533,7 kN olduğu görülmüştür. Çarpışma kollarının CFE oranları 4.2 formülasyonu yardımı ile Model 3 için 0,626 ve Model 4 için 0,548 olarak hesap edilmiştir

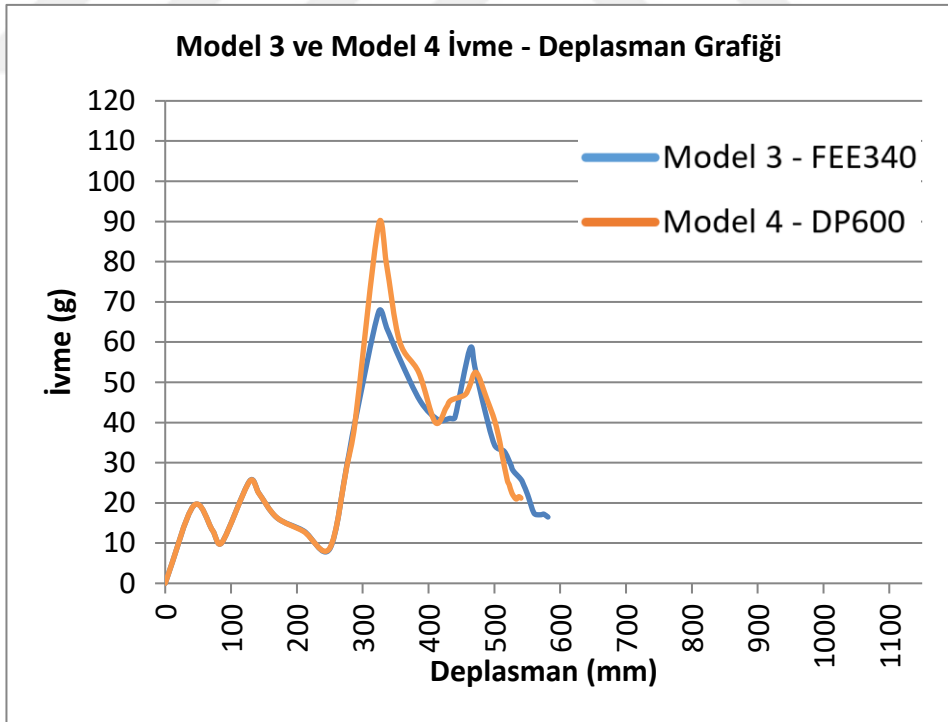
Şekil 4.6'da Model 3 ve Model 4 için yolcu kabini yavaşlama ivmesinin modeldeki çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı ile değişimi verilmiştir. Model 3 için 324 mm deplasmanda 67,5 g değerinde maksimum ivme, Model 2 için ise 361 mm deplasmanda 89 g değerinde maksimum ivme değerinin ortaya çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.4. Model 3 ve Model 4 yolcu kabine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi



Şekil 4.5. Model 3 ve Model 4 ön çarpışma kolları kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları



Şekil 4.6. Model 3 ve Model 4 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi

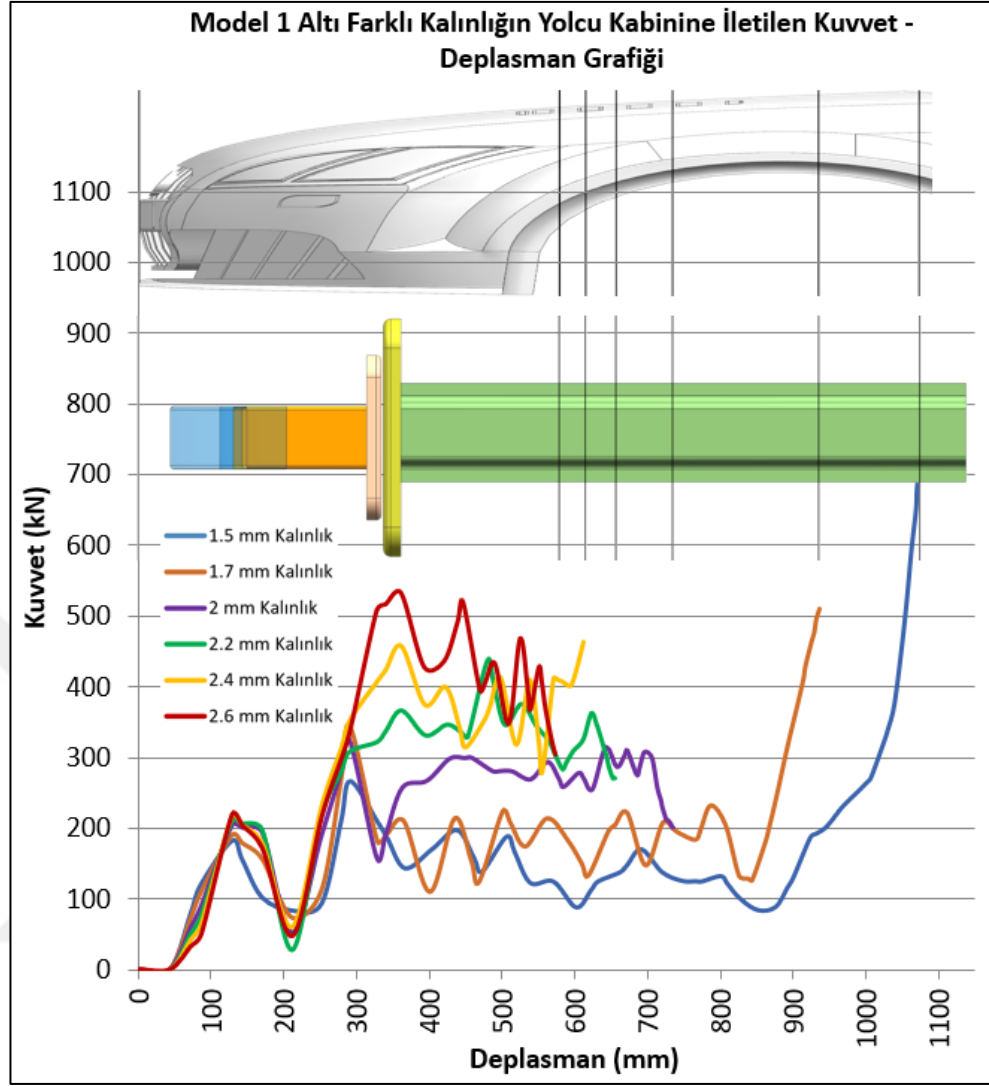
4.2. Malzeme Kalınlığının arpışma Performansına Etkisi

Bu başlık altında altı farklı n ve st çarpışma kolu et kalınlıklarının (1,5-1,7-2-2,2-2,4 ve 2.6 mm) beş model üzerindeki çarpışma performansı etkileri incelenmiştir.

4.2.1. Malzeme Kalınlığının Model 1'in arpışma Performansına Etkisi

şekil 4.7'de Model 1 için çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı eğrisi altı farklı kalınlıkta verilmiştir. şekil 4.7'de, 1,5 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen maksimum kuvvetin 721,9 kN olduğu, 1,7 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen maksimum kuvvetin 509,1 kN olduğu, 2 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen maksimum kuvvetin 323,8 kN olduğu, 2,2 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen maksimum kuvvetin 437 kN olduğu, 2,4 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen maksimum kuvvetin 462,9 kN olduğu, 2,6 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen maksimum kuvvetin 531,9 kN olduğu görülmektedir.

Model 1'in 1,5 mm et kalınlığına sahip versiyonu 120 ms'de açığa çıkan tüm enerjii sönümleyemediği ve en fazla 1076 mm toplam deplasman oluşturduğu, 1,7 mm et kalınlığına sahip versiyonu 87 ms'de açığa çıkan tüm enerjii sönümlediği ve en fazla 937 mm toplam deplasman oluşturduğu, 2 mm et kalınlığına sahip versiyonu 77 ms'de açığa çıkan tüm enerjii sönümlediği ve en fazla 736 mm toplam deplasman oluşturduğu, 2,2 mm et kalınlığına sahip versiyonu 65 ms'de açığa çıkan tüm enerjii sönümlediği ve en fazla 656 mm toplam deplasman oluşturduğu, 2,4 mm et kalınlığına sahip versiyonu 58 ms'de açığa çıkan tüm enerjii sönümlediği ve en fazla 616 mm toplam deplasman oluşturduğu, 2,6 mm et kalınlığına sahip versiyonu 58 ms'de açığa çıkan tüm enerjii sönümlediği ve en fazla 579,5 mm toplam deplasman oluşturduğu grlmştir.

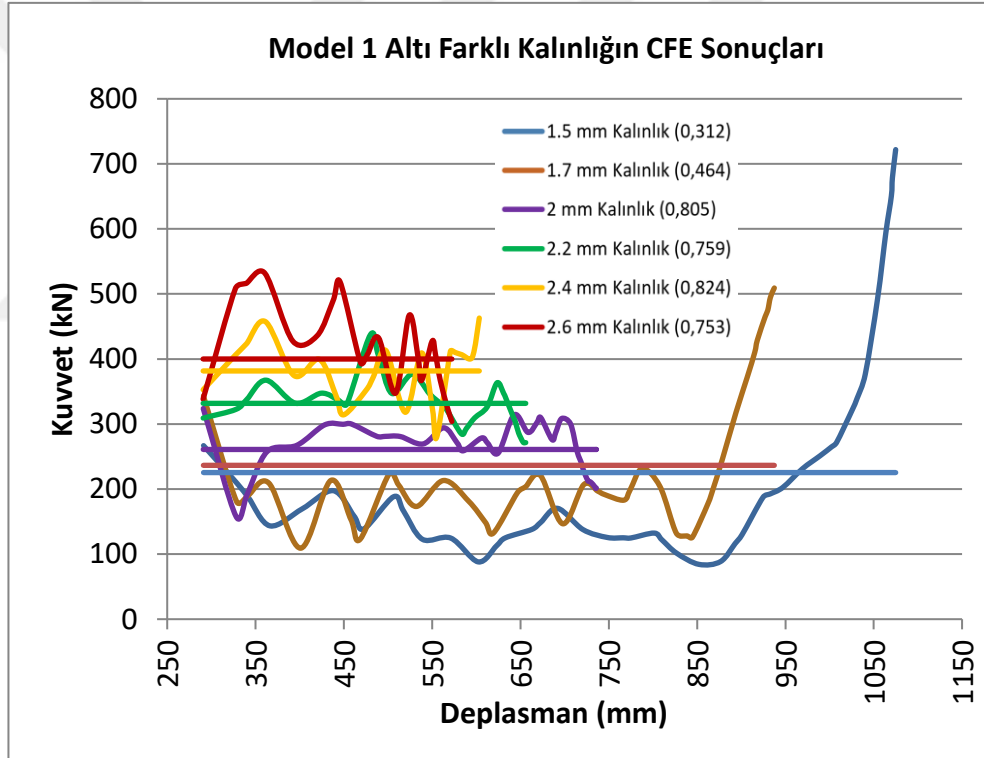


Şekil 4.7. Model 1'in altı farklı kalınlığı için yolcu kabinine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi

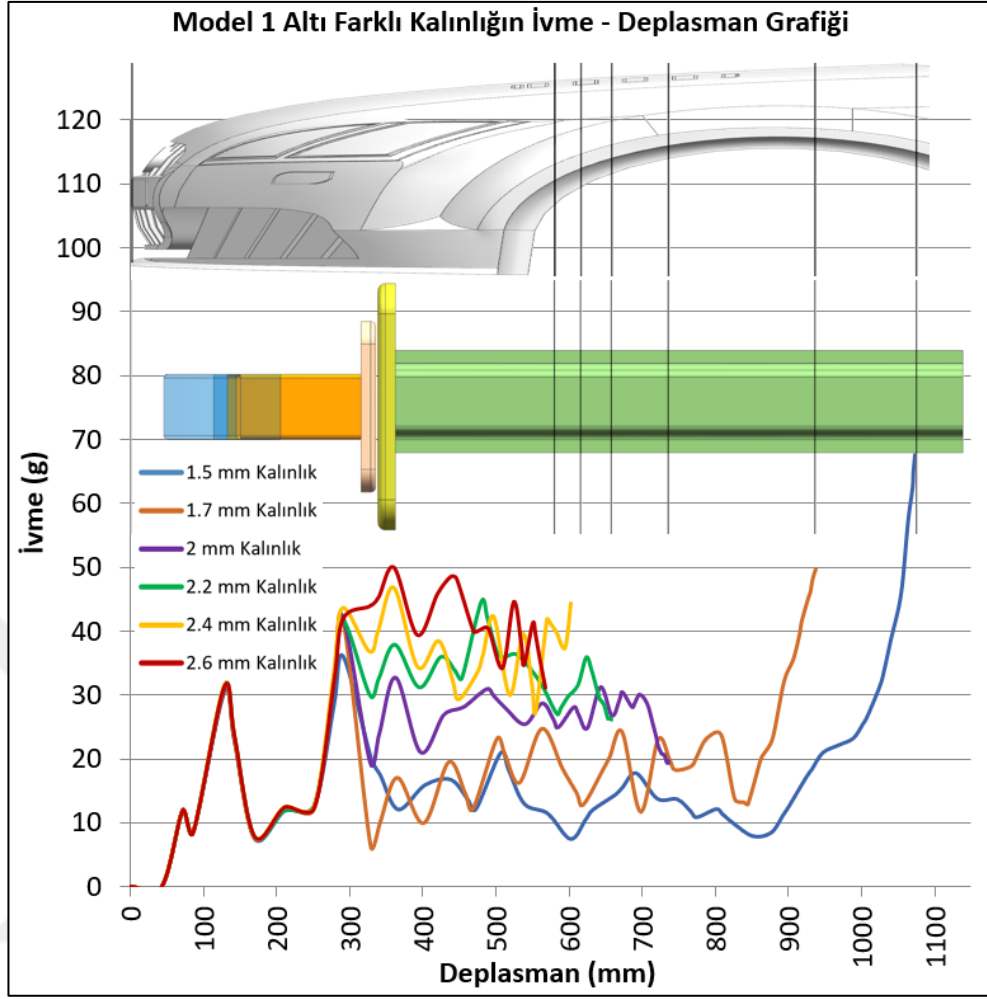
Şekil 4.8'de Model 1 için tüm modelden ziyade sadece çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasman ile değişimi görülmektedir. Şekil 4.8'den 1,5 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen ortalama kuvvetin 225,4 kN olduğu, 1,7 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen ortalama kuvvetin 236,5 kN olduğu, 2 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen ortalama kuvvetin 260,9 kN olduğu, 2,2 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen ortalama kuvvetin 331,8 kN olduğu, 2,4 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen ortalama kuvvetin 381,6 kN olduğu, 2,6 mm kalınlık için yolcu kabinine iletilen ortalama kuvvetin 400,6 kN olduğu görülmektedir. Aynı zamanda Şekil 5.8'den 1,5 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,312, 1,7 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,464, 2 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,805, 2,2 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,759, 2,4 mm kalınlığın CFE katsayısı

0,824, 2,6 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,790 olduğu 4.2 formülasyonu yardımı altı farklı kalınlık için hesaplanmıştır.

Şekil 4.9’da Model 1 için altı farklı kalınlıkta yolcu kabini yavaşlama ivmesinin modeldeki çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.9’da 1,5 mm kalınlık için 1075 mm deplasmanda 69,4 g değerinde maksimum ivmenin, 1,7 mm kalınlık için 937 mm deplasmanda 49,8 g değerinde maksimum ivmenin, 2 mm kalınlık için 291 mm deplasmanda 42,2 g değerinde maksimum ivmenin, 2,2 mm kalınlık için 480 mm deplasmanda 44,6 g değerinde maksimum ivmenin, 2,4 mm kalınlık için 361 mm deplasmanda 46,8 g değerinde maksimum ivmenin, 2,6 mm kalınlık için 361 mm deplasmanda 49,9 g değerinde maksimum ivmenin ortaya çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.8. Model 1’in altı farklı kalınlığı için ön çarpışma kolu kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları



Şekil 4.9. Model 1'in altı farklı kalınlığı için yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi

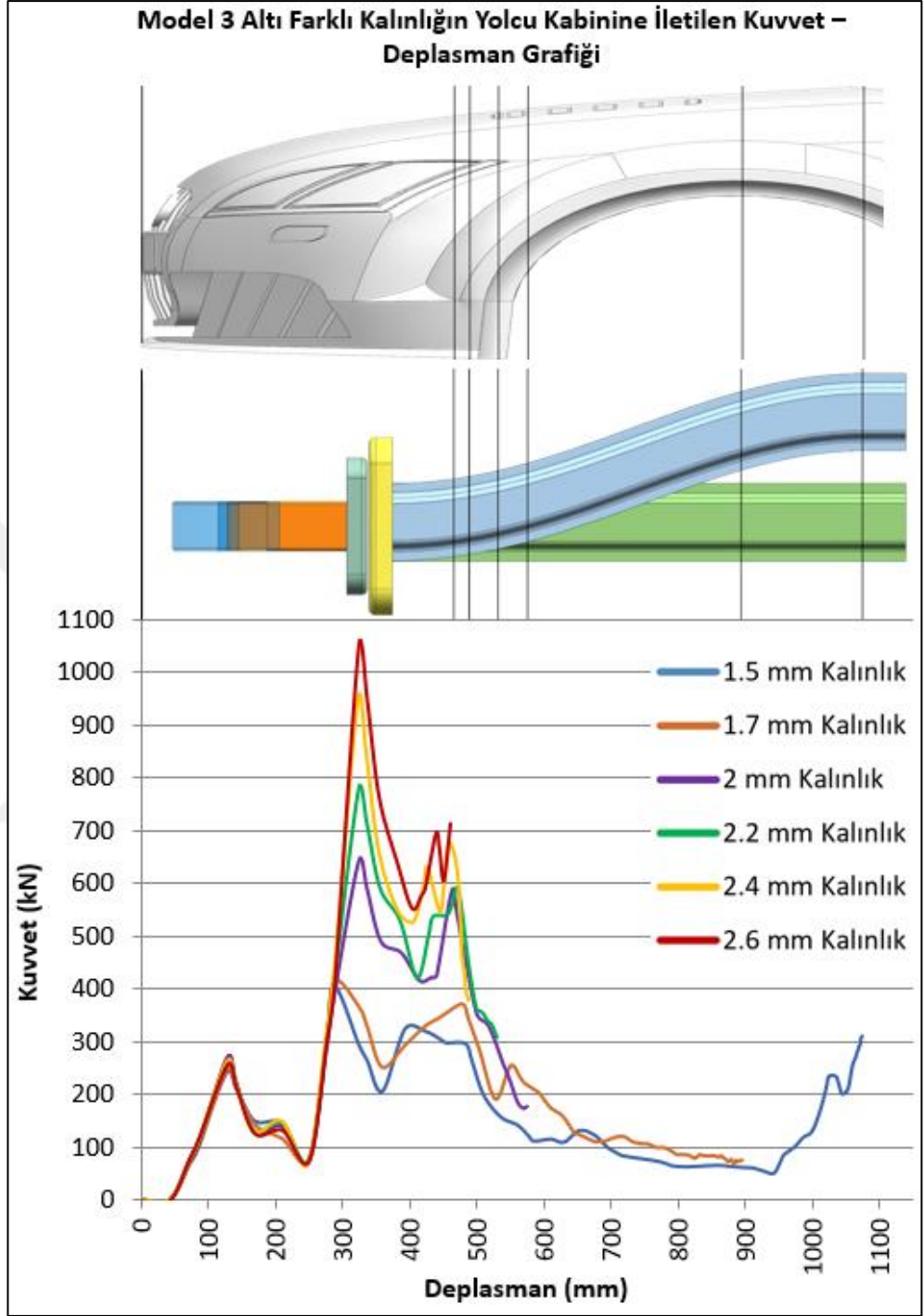
4.2.2. Malzeme Kalınlığının Model 3'ün Çarpışma Performansına Etkisi

Şekil 4.10'da Model 3 için çarpışma kollarından yolcu kabineye iletilen kuvvetin deplasmana bağlı eğrisi üst çarpışma kolunun altı farklı kalınlıkları ile verilmiş, ön çarpışma kolu kalınlığı sabit olarak 2 mm alınmıştır. Şekil 4.10'da 1,5 mm kalınlık için yolcu kabineye iletilen maksimum kuvvetin 407 kN, 1,7 mm kalınlık için yolcu kabineye iletilen maksimum kuvvetin 415,5 kN, 2 mm kalınlık için 641,2 kN, 2,2 mm kalınlık için 778,2 kN, 2,4 mm kalınlık için 949,4 kN, 2,6 mm kalınlık için 1051,2 kN olduğu görülmektedir.

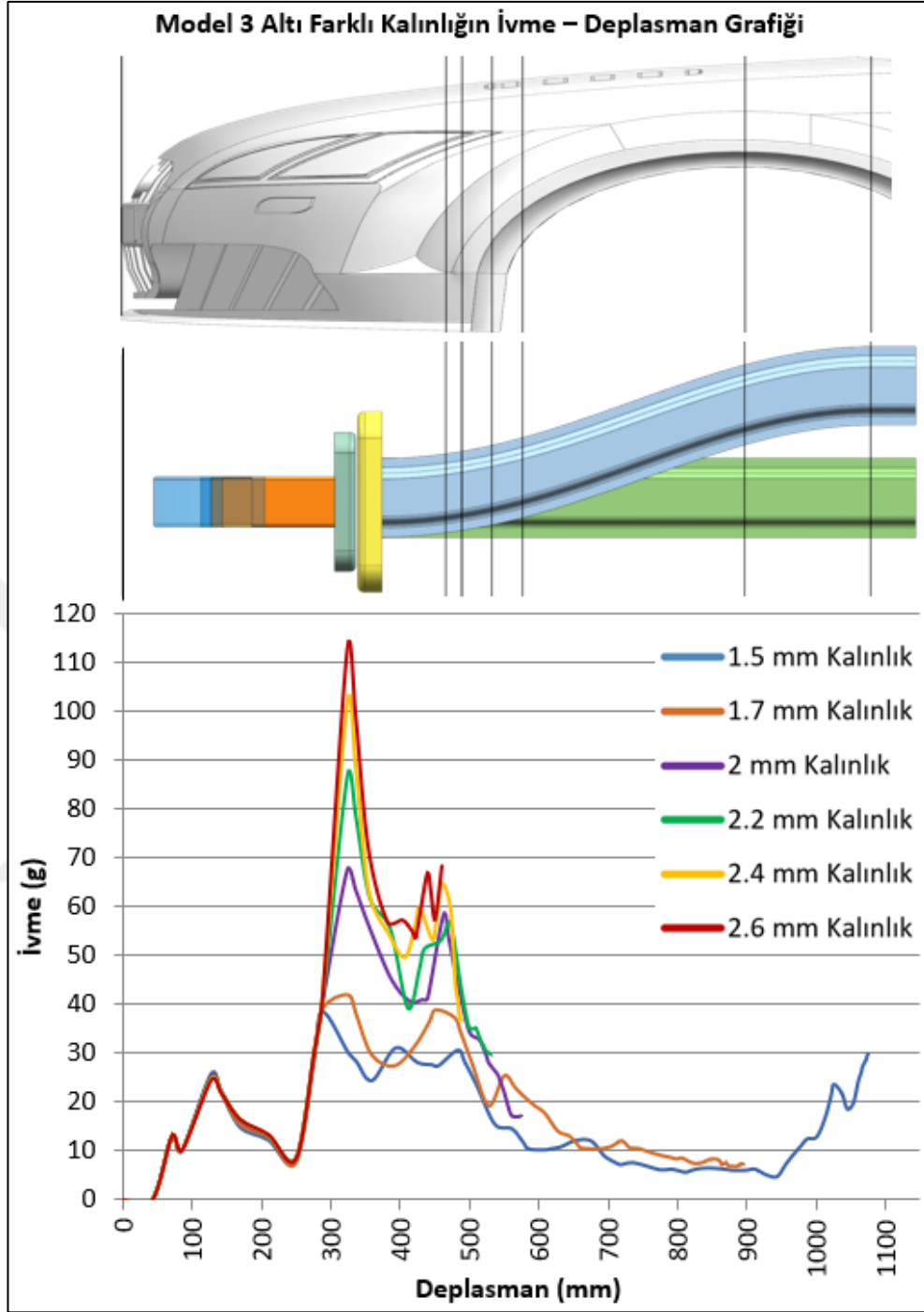
Model 3'ün 1,5 mm et kalınlığına sahip versiyonu 120 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönümleyemediği ve en fazla 1075 mm toplam deplasman oluşturduğu, 1,7 mm et kalınlığına sahip versiyonu 120 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönümleyemediği ve en fazla 937 mm toplam deplasman oluşturduğu, 2 mm et kalınlığına sahip versiyonu 68 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönümlediği ve en fazla 598,9 mm toplam deplasman oluşturduğu, 2,2 mm et kalınlığına sahip versiyonu 58 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönümlediği ve en fazla 531,2 mm toplam deplasman oluşturduğu, 2,4 mm et kalınlığına sahip versiyonu 46 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönümlediği ve en fazla 488,3 mm toplam deplasman oluşturduğu, 2,6 mm et kalınlığına sahip versiyonu 41 ms'de açığa çıkan tüm enerjiyi sönümlediği ve en fazla 465,3 mm toplam deplasman oluşturduğu görülmüştür.

Şekil 4.11'de Model 3 için altı farklı kalınlıkta yolcu kabini yavaşlama ivmesinin modeldeki çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.11'de, 1,5 mm kalınlık için 288 mm deplasmanda 38,6 g değerinde maksimum ivmenin, 1,7 mm kalınlık için 325 mm deplasmanda 42 g değerinde maksimum ivmenin, 2 mm kalınlık için 324 mm deplasmanda 67,5 g değerinde maksimum ivmenin, 2,2 mm kalınlık için 324 mm deplasmanda 86,8 g değerinde maksimum ivmenin, 2,4 mm kalınlık için 324 mm deplasmanda 101,5 g değerinde maksimum ivmenin, 2,6 mm kalınlık için 324 mm deplasmanda 112,9 g değerinde maksimum ivmenin ortaya çıktığı görülmektedir.

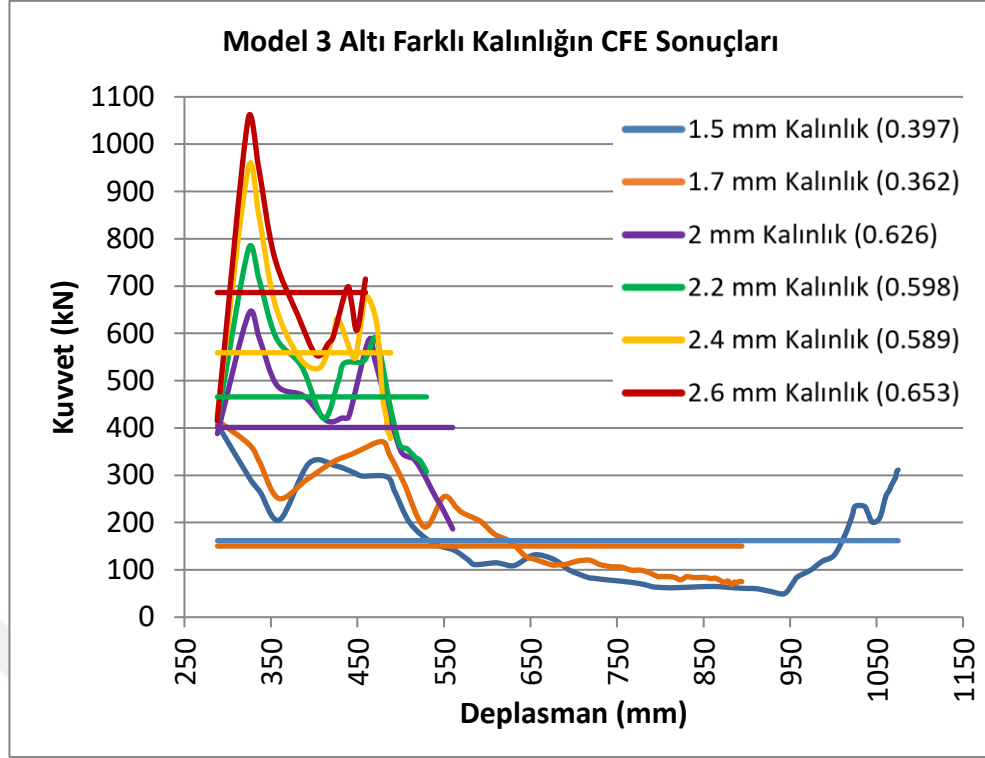
Şekil 4.12'de Model 3'ün tüm elemanlarından ziyade sadece çarpışma kollarından yolcu kabine iletilen kuvvetin deplasman ile değişimi görülmektedir. Şekil 4.12'den 1,5 mm kalınlık için yolcu kabine iletilen ortalama kuvvetin 161,9 kN, 1,7 mm kalınlık için 150,4 kN, 2 mm kalınlık için 401,1 kN, 2,2 mm kalınlık için 465,7 kN, 2,4 mm kalınlık için 559 kN, 2,6 mm kalınlık için 686,3 kN olduğu görülmektedir. Aynı zamanda Şekil 5.11'den 1,5 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,397, 1,7 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,362, 2 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,626, 2,2 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,598, 2,4 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,589, 2,6 mm kalınlığın CFE katsayısı 0,653 olduğu 4.2 formülasyonu yardımı altı farklı kalınlık için hesaplanmıştır.



Şekil 4.10. Model 3'ün altı farklı kalınlığı için yolcu kabinine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi



Şekil 4.11. Model 3'ün altı farklı kalınlığı için yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi



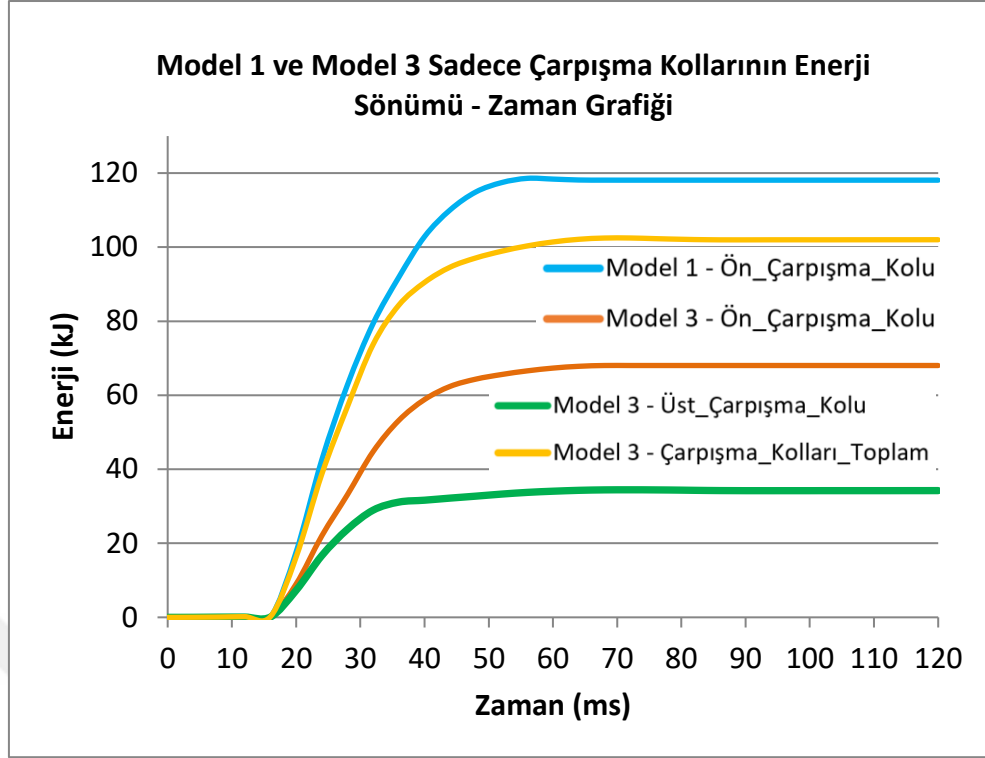
Şekil 4.12. Model 3'ün altı farklı kalınlığı için ön çarpışma kolu kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları

Şekil 4.10'da görüldüğü gibi 1,5 ve 1,7 mm kalınlığa sahip modellerin enerji sönmülemde, toplam deplasmanda ve yolcu kabinine iletilen kuvvetinin sönmülenmesinde başarısız olduğu görülmüştür.

4.3. "S" Şekline Sahip Üst Çarpışma Kolunun Çarpışma Performansına Etkisi

Bu başlık altında üst ve ön çarpışma koluna sahip Model 3 ile sadece ön çarpışma koluna sahip Model 1 karşılaştırılmıştır. Model 3'te "S" şeklinde tasarlanan üst çarpışma kolunun aracın çarpışma performansına etkisi incelenmiştir.

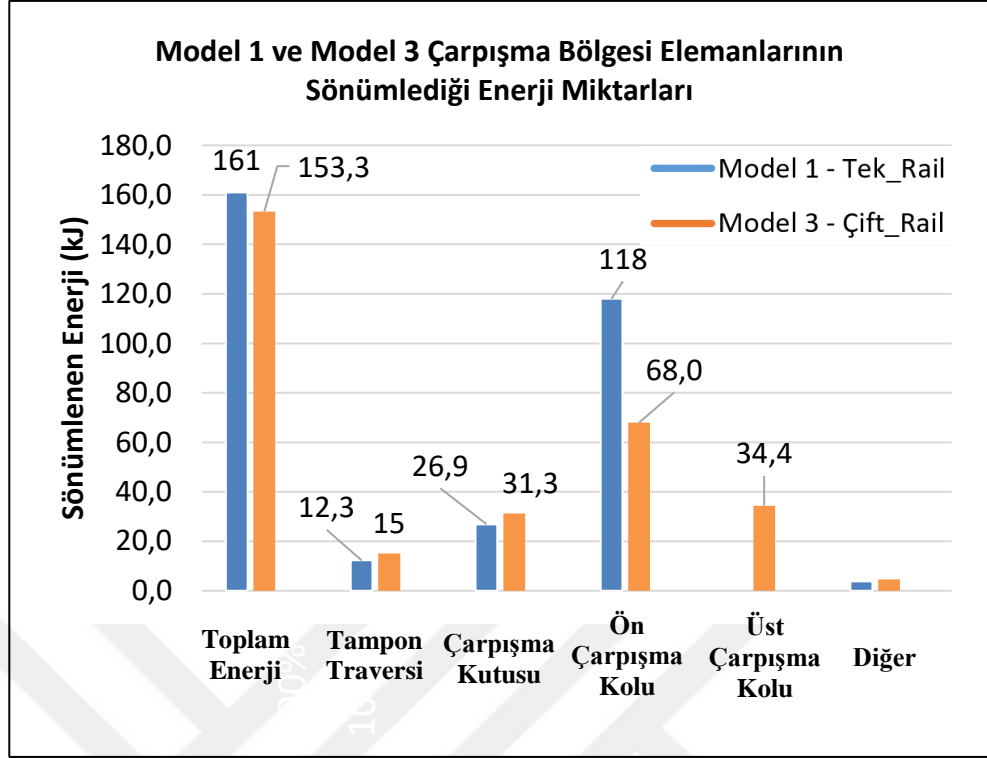
Şekil 4.13'te Model 1 ve Model 3 çarpışma kollarının zamana bağlı sönmülen enerji miktarları görülmektedir. Model 1'in ön çarpışma kolu 118 kJ, Model 3'ün ön çarpışma kolu 68 kJ ve üst çarpışma kolu 34,4 kJ olmak üzere Model 3'ün çarpışma kolları toplamda 102,4 kJ enerji sönmülemişlerdir. Model 1'de ön çarpışma kolu %73,8 enerjii tek başına sönmülerken, Model 3'te ön çarpışma kolu %43'4'ünü, üst çarpışma kolu ise açığa çıkan toplam enerjinin %24,2'sini sönmülemişdir.



Şekil 4.13. Model 1 ve Model 3 sadece çarpışma kollarının enerji sönümlemesinin zaman ile değişimi

Şekil 4.14'te Model 1 ve Model 3'ün, her bir elemanın sönümlediği enerji değerleri görülmektedir. Şekilden Model 1'in tüm elemanların sönümlediği toplam enerjinin 161,3 kJ olduğu görülmektedir. Bu enerjinin 12,3 kJ tampon traversinde, 26,9 kJ çarpışma kutusunda ve 118,6 kJ çarpışma kollarında sönümlenmektedir. Model 3'ün tüm elemanların sönümlediği toplam enerjinin 153,3 kJ olduğu görülmektedir. Bu enerjinin 15 kJ tampon traversinde, 31,3 kJ çarpışma kutusunda, 68 kJ ön çarpışma kolunda ve 34,4 kJ üst çarpışma kolunda sönümlenmektedir.

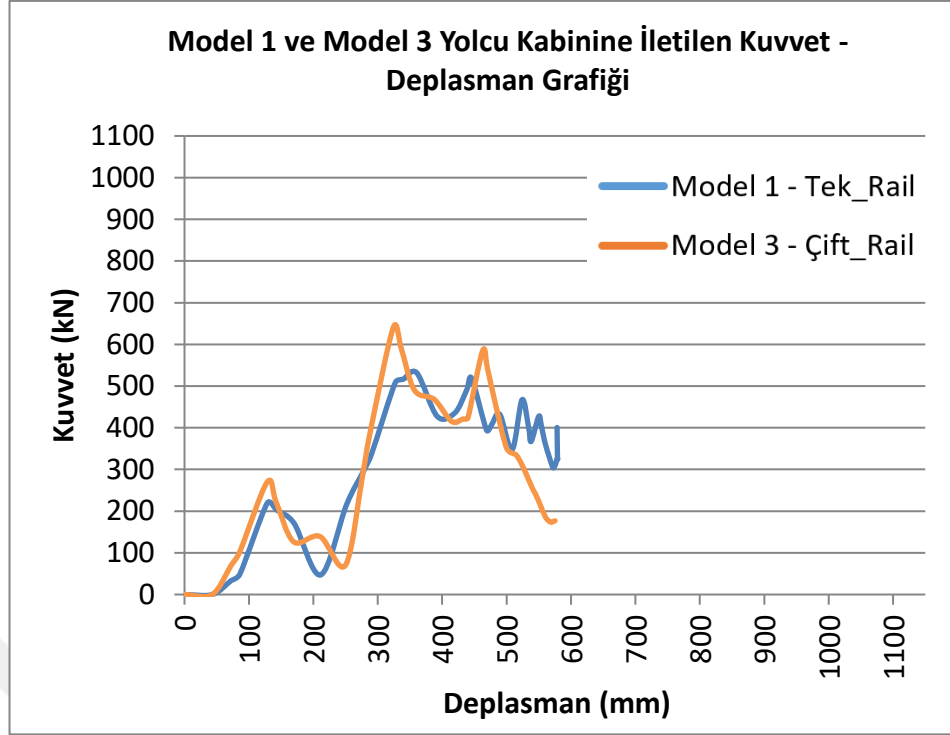
Simülasyon sonucunda, Model 1'in ön tampon traversinin çarpışma sonucu oluşan enerjinin %7,6'sını, çarpışma kutularının %16,6'sını ve çarpışma kollarının %73,5'ini sönümlediği gözlenmiştir. Model 3'ün ise ön tampon traversinin çarpışma sonucu oluşan enerjinin %9,8'ini, çarpışma kutuları %20,4'ünü, ön çarpışma kolu %44,4'ünü ve üst çarpışma kolu %22,4'ünü sönümlediği gözlenmiştir. Çarpışma kollarının sönümlediği enerji oranı yapılan literatür araştırmaları sonuçlarına uyumlu olduğu gözlenmiştir (Ghannam, 2002)



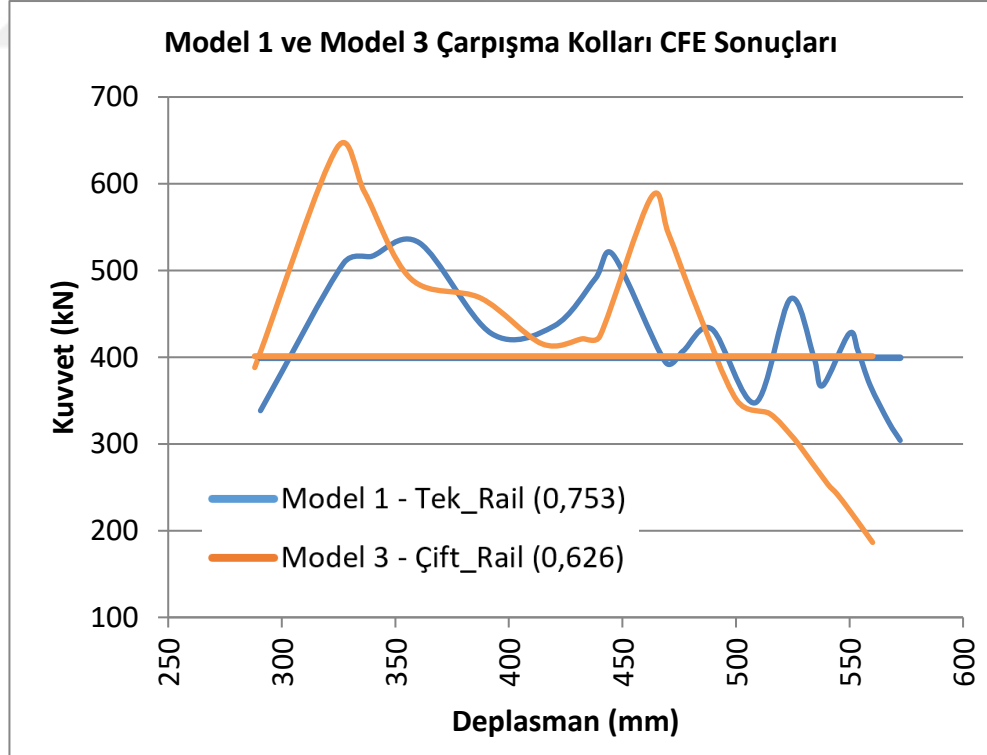
Şekil 4.14. Model 1 ve Model 3 çarpışma bölgesi elemanlarının sönümlendiği enerji miktarları

Şekil 4.15'te Model 1 ve Model 3 için çarpışma kollarından yolcu kabineye iletilen kuvvetin deplasmana bağlı eğrisi verilmiştir. Şekil 4.15'de, Model 1 için yolcu kabineye iletilen maksimum kuvvetin 531,9 kN olduğu, Model 3 için yolcu kabineye iletilen maksimum kuvvetin ise 641,2 kN olduğu görülmektedir.

Şekil 4.16'da Model 1 ve Model 3'ün tüm elemanlarından ziyade sadece çarpışma kollarından yolcu kabineye iletilen kuvvetin deplasman ile değişimi görülmektedir. Model 1 için yolcu kabineye iletilen ortalama kuvvetin 400,6 kN olduğu, Model 3 için yolcu kabineye iletilen ortalama kuvvetin 401,1 kN olduğu görülmüştür. Çarpışma kollarının CFE oranları 4.2 formülasyonu yardımı ile Model 3 için 0,626 ve Model 1 için 0,753 olarak hesap edilmiştir.



Şekil 4.15. Model 1 ve Model 3 yolcu kabinine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi

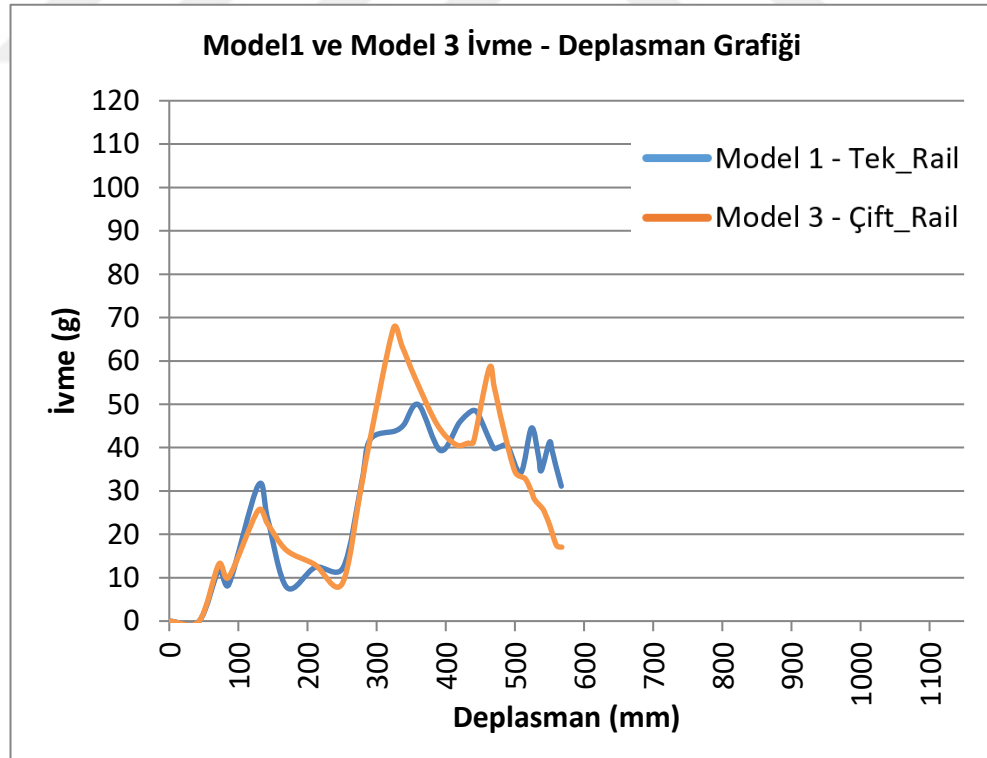


Şekil 4.16. Model 1 ve Model 3 çarpışma kolları kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları

Şekil 4.17’de Model 1 ve Model 3 için yolcu kabini yavaşlama ivmesinin modeldeki çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı ile değişimi verilmiştir. Model 1 için 361 mm deplasmanda 49,9 g değerinde maksimum ivmenin, Model 3 için ise 324 mm deplasmanda 67,5 g değerinde maksimum ivme değerinin ortaya çıktığı görülmektedir.

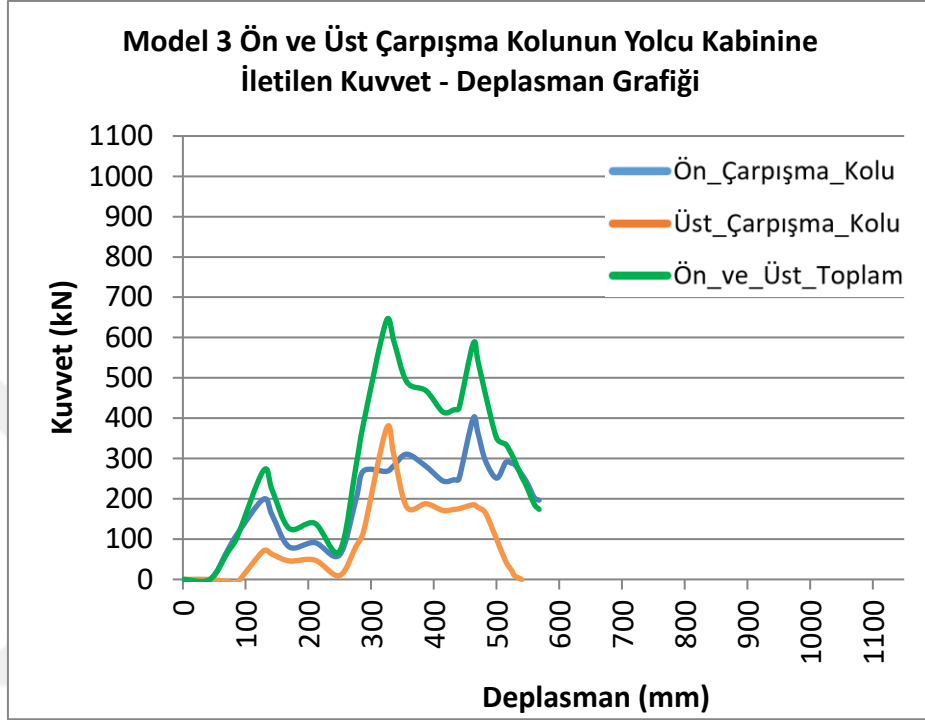
Şekil 4.18’de Model 3 için ön ve üst çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı eğrisi verilmiştir. Model 3’ün ön çarpışma kolu ortalama 273,5 kN kuvveti şasi kısmına, üst çarpışma kolu ise ortalama 127,6 kN kuvveti A-kirişine olmak üzere toplamda ortalama 401,1 kN kuvveti aracın iki farklı kısmına bölerek sönmüştür. Ayrıca Şekil 5.18’de üst çarpışma kolu 324 mm deplasmanda 373,1 kN pik kuvveti oluştururken ön çarpışma kolu 463 mm deplasmanda 399,2 kN pik kuvveti oluşturduğu görülmektedir.

Şekil 4.19’da Model 1’in ön çarpışma kolunda yolcu kabinine iletilen kuvvetin pik yaptığı anındaki görüntüsü verilmiştir. Şekil 4.20’de ise Model 3’ün ön ve üst çarpışma kollarının yolcu kabinine iletilen kuvvetin pik yaptığı anlar verilmiştir.

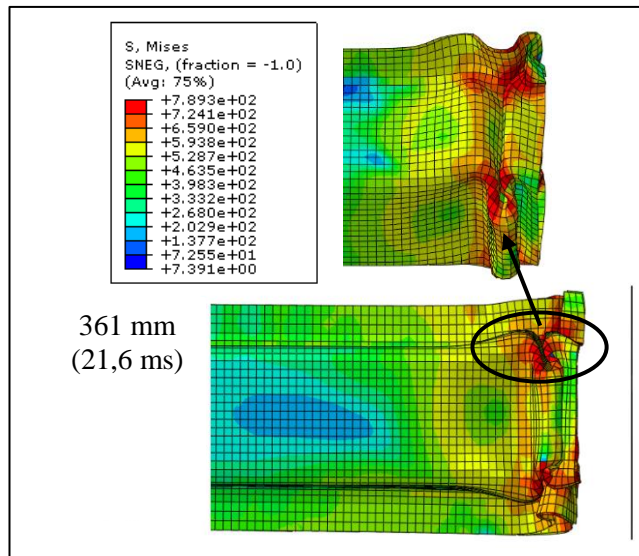


Şekil 4.17. Model 1 ve Model 3 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi

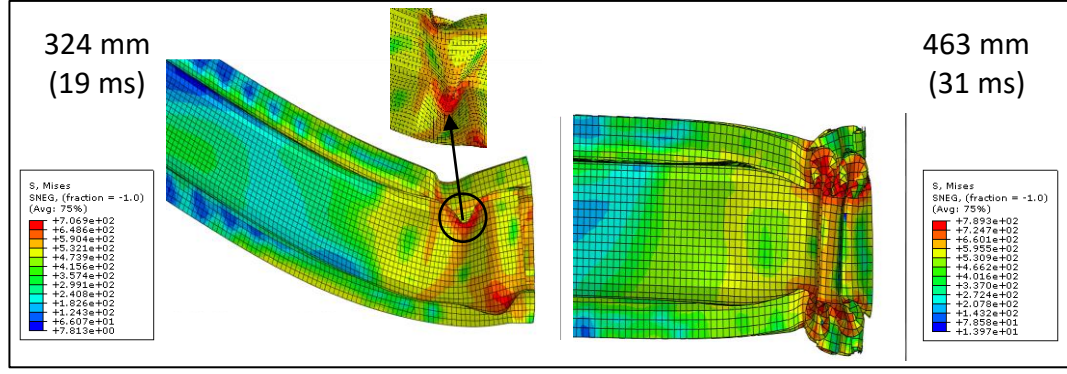
Şekil 4.20’de Model 1 ön çarpışma kolunun 361 mm deplasman miktarında (21,6 ms) yolcu kabinine iletilen kuvvetin pik yaptığı görülmüştür. Model 3’de ise ön çarpışma kolunun 463 mm deplasmanda (31 ms), üst çarpışma kolunun ise 324 mm deplasmanda (19 ms) yolcu kabinine iletilen kuvvetin pik yaptığı görülmüştür.



Şekil 4.18. Model 3 ön ve üst çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı değişimi



Şekil 4.19. Model 1 ön çarpışma kolunun pik yaptığı andaki görüntüsü



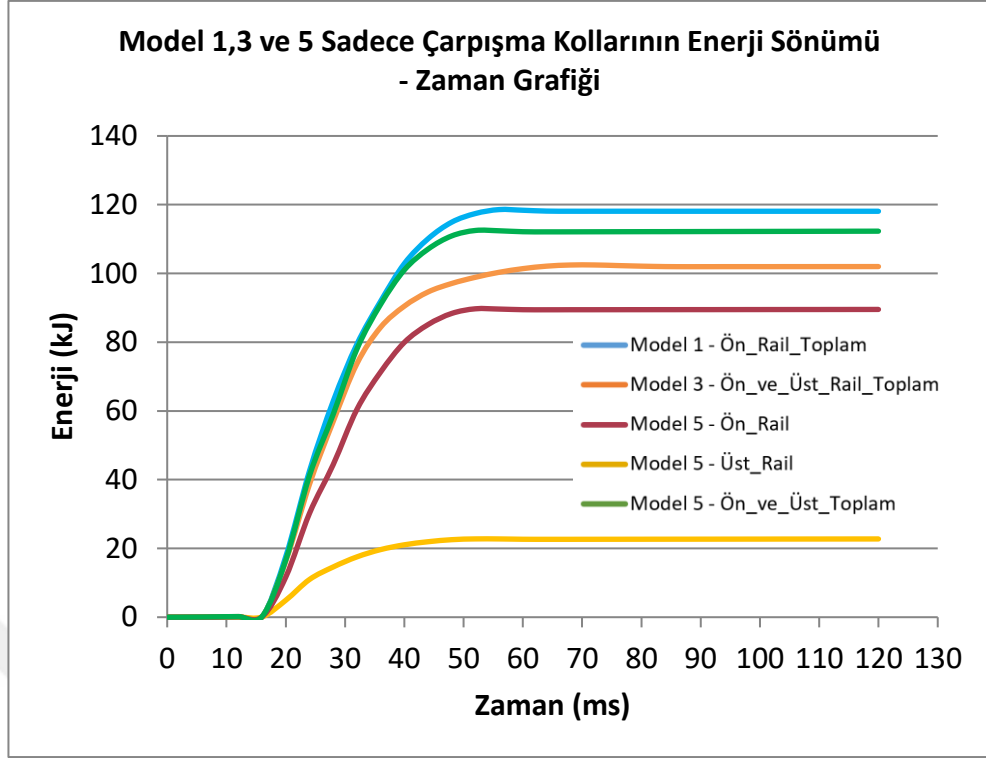
Şekil 4.20. Model 3 ön (sağdaki) ve üst (soldaki) çarpışma kolunun pik yaptığı andaki görüntüleri

4.4. Al. “S” Şeklindeki Çarpışma Kolunun Çarpışma Performansına Etkisi

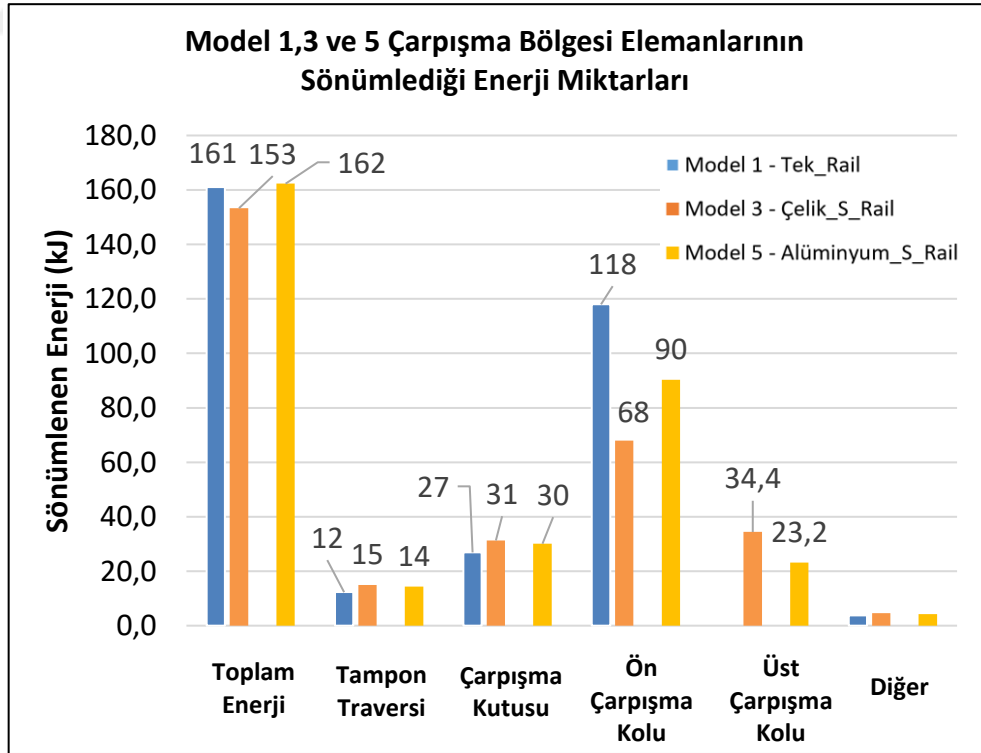
Model 3’te çelik “S” şekline sahip üst çarpışma kolların kullanılması, Model 1’e göre aracın kütlesini yaklaşık 10 kg arttırmaktadır. Çalışmanın bu Model 5’inde artan kütlenin azaltılması amacıyla üst çarpışma kolu malzemesi olarak çelik yerine 6060 serisi alüminyum kullanılmıştır. Alüminyum “S” şeklindeki üst çarpışma koluna ve çelik ön çarpışma koluna sahip Model 5, Model 1 ve Model 3 ile karşılaştırılmış ve çarpışma performansına olan etkisi incelenmiştir.

Şekil 4.21’de Model 1, Model 3 ve Model 5 çarpışma kollarının zamana bağlı sönümlenen enerji miktarları görülmektedir. Model 5’in 56 ms’de açığa çıkan tüm enerjiyi sönümlediği ve en fazla 571,8 mm toplam deplasman oluşturduğu gözlenmiştir. Model 5’in ön çarpışma kolu 89,5 kJ, üst çarpışma kolu ise 22,7 kJ olmak üzere çarpışma kolları toplamda 112,3 kJ enerji sönümlemişlerdir. Model 5’de ön çarpışma kolu toplam enerjinin %55,2’sini, üst çarpışma kolu ise %14’ünü olmak üzere çarpışma kolları toplam enerjinin %69,2’sini sönümlemiştir.

Şekil 4.22’de Model 1, Model 3 ve Model 5’in, her bir elemanın sönümlediği enerji değerleri görülmektedir. Şekilden Model 5’in tüm elemanların sönümlediği toplam enerjinin 162 kJ olduğu görülmektedir. Bu enerjinin 14 kJ tampon traversinde, 30 kJ çarpışma kutusunda, 90 kJ ön çarpışma kolunda ve 23,2 kJ üst çarpışma kolunda sönümlenmektedir. Model 5’in ön tampon traversinin çarpışma sonucu oluşan enerjinin %8,6’sını, çarpışma kutularının %18,5’ini, ön çarpışma kolu %55,5’ini ve üst çarpışma kolu %14,3’ünü sönümlediği gözlenmiştir.



Şekil 4.21. Model 1, Model 3 ve Model 5 sadece çarpışma kollarının enerji sönümlemesinin zaman ile değişimi

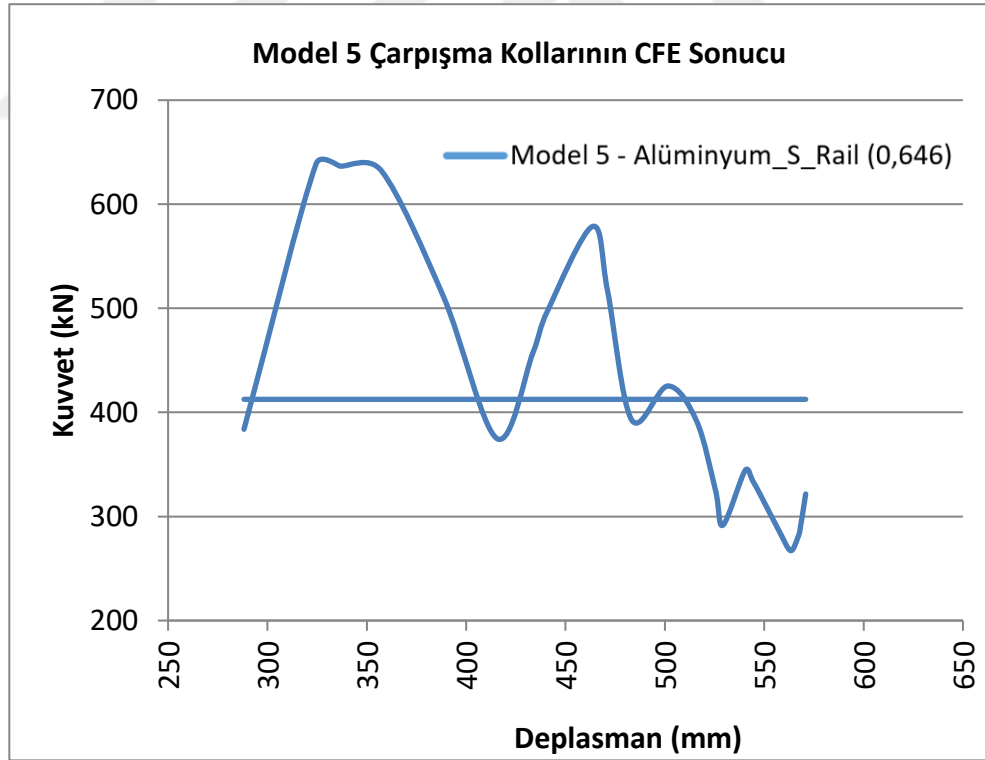


Şekil 4.22. Model 1,3 ve 5 çarpışma bölgesi elemanlarının sönümlediği enerji miktarları

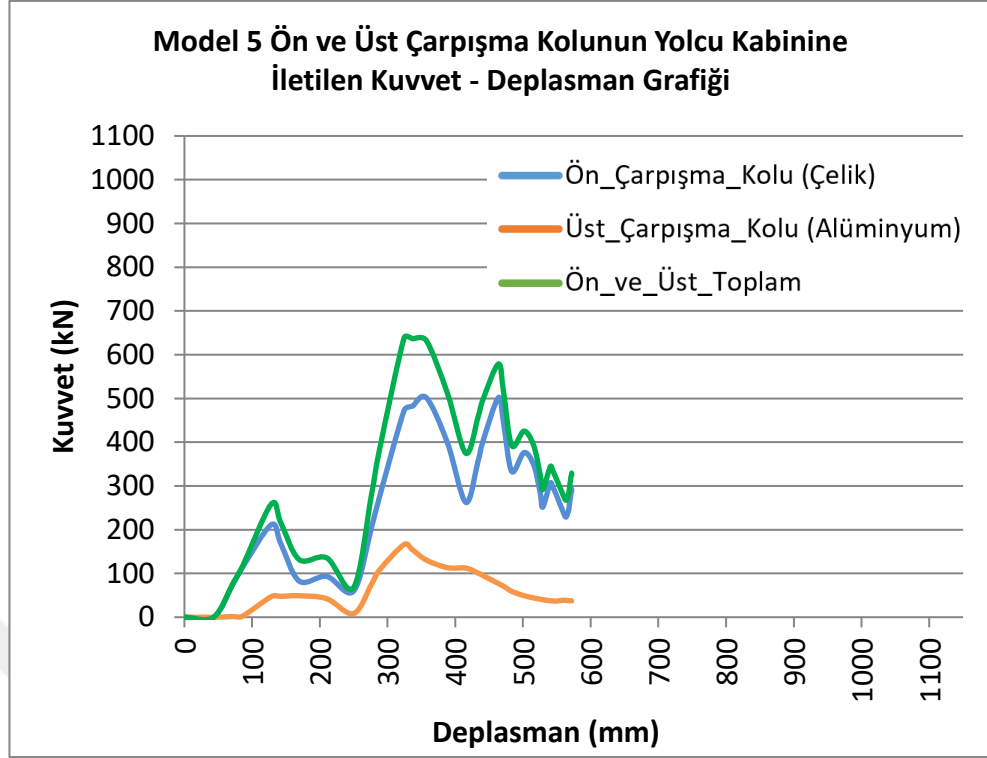
Şekil 4.23’de Model 5’in tüm elemanlarından ziyade sadece çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasman ile değişimi görülmektedir. Model 5 için yolcu kabinine iletilen ortalama kuvvetin 412,5 kN olduğu görülmüştür. Çarpışma kollarının CFE oranı 4.2 formülasyonu yardımı ile 0,646 olarak hesap edilmiştir.

Şekil 4.24’de Model 5 için ön ve üst çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı eğrisi verilmiştir. Model 5’in ön çarpışma kolu ortalama 340,2 kN kuvveti şasi kısmına, üst çarpışma kolu ise ortalama 72,3 kN kuvveti A-kirişine olmak üzere toplamda ortalama 412,5 kN kuvveti aracın iki farklı kısmına bölerek sönmüştür.

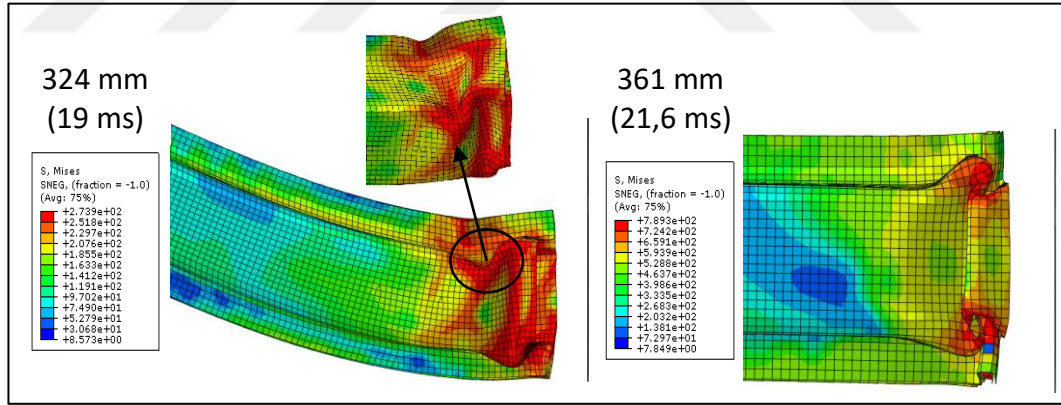
Şekil 4.25’de Model 5’in ön çarpışma kolunda yolcu kabinine iletilen kuvvetin pik yaptığı anındaki görüntüsü verilmiştir. Model 5’te ön çarpışma kolunun 361 mm deplasmanda (21,6 ms), üst çarpışma kolunun ise 324 mm deplasmanda (19 ms) yolcu kabinine iletilen kuvvetin pik yaptığı görülmüştür.



Şekil 4.23. Model 5 çarpışma kolları kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE sonuçları



Şekil 4.24. Model 5 ön ve üst çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı değişimi

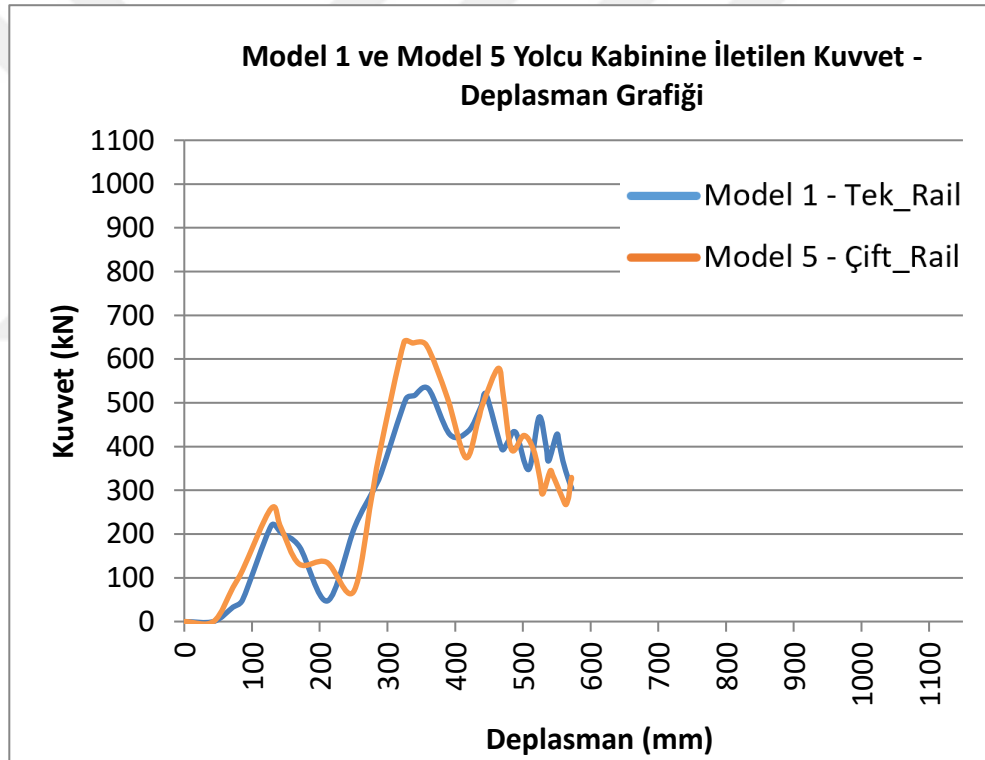


Şekil 4.25. Model 5 ön (sağdaki) ve üst (soldaki) çarpışma kolunun pik yaptığı andaki görüntüleri

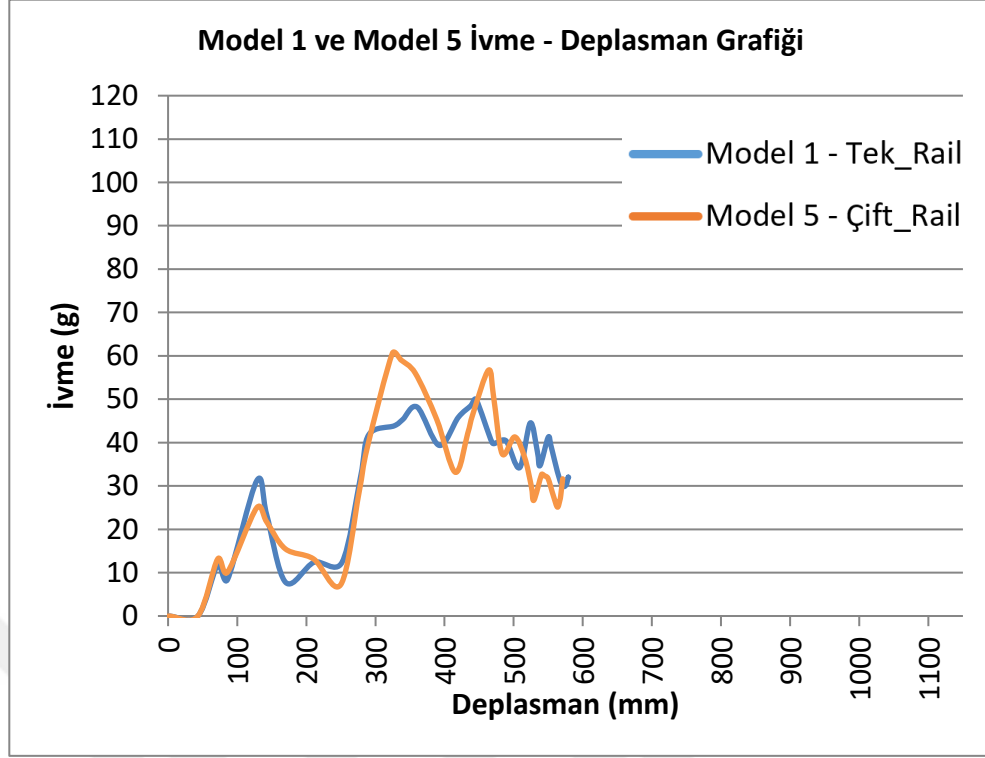
4.4.1. Model 1 ve Model 5'in Çarpışma Performanslarının Karşılaştırılması

Şekil 4.26'da Model 1 ve Model 5 için çarpışma kollarından yolcu kabine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı eğrisi verilmiştir. Şekil 4.26'de, Model 1 için yolcu kabine iletilen maksimum kuvvetin 531,9 kN olduğu, Model 5 için yolcu kabine iletilen maksimum kuvvetin ise 638,9 kN olduğu görülmektedir.

Şekil 4.27'de Model 1 ve Model 5 için yolcu kabini yavaşlama ivmesinin modeldeki çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı ile değişimi verilmiştir. Model 1 için 361 mm deplasmanda 49,9 g değerinde maksimum ivmenin, Model 5 için ise 337 mm deplasmanda 59 g değerinde maksimum ivme değerinin ortaya çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.26. Model 1 ve Model 5 yolcu kabine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi

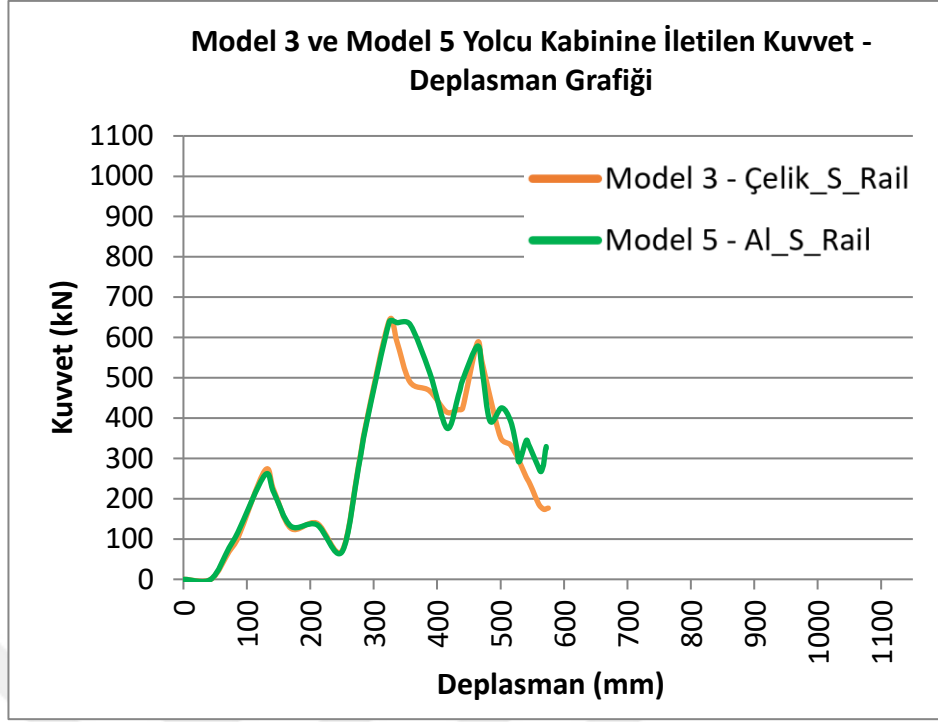


Şekil 4.27. Model 1 ve Model 5 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi

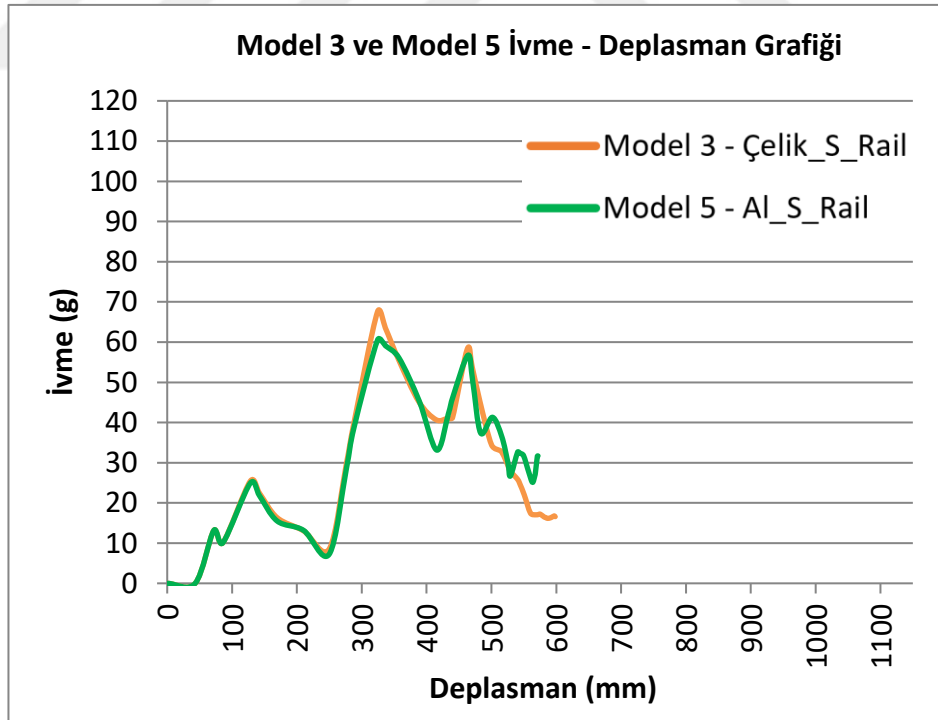
4.4.2. Model 3 ve Model 5'in Çarpışma Performanslarının Karşılaştırılması

Şekil 4.28'da Model 3 ve Model 5 için çarpışma kollarından yolcu kabine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı eğrisi verilmiştir. Şekil 4.28'de, Model 3 için yolcu kabine iletilen maksimum kuvvetin ise 641,2 kN olduğu, Model 5 için yolcu kabine iletilen maksimum kuvvetin ise 638,9 kN olduğu görülmektedir.

Şekil 4.29'de Model 3 ve Model 5 için yolcu kabini yavaşlama ivmesinin modeldeki çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı ile değişimi verilmiştir. Model 3 için 324 mm deplasmanda 67,5 g değerinde maksimum ivmenin, Model 5 için ise 337 mm deplasmanda 59 g değerinde maksimum ivme değerinin ortaya çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.28. Model 3 ve Model 5 yolcu kabinine iletilen kuvvetin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi



Şekil 4.29. Model 3 ve Model 5 yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi

Çizelge 4.1’de, beş farklı model için şasiye iletilen kuvvet miktarı, A kirişine iletilen kuvvet miktarı, pik kuvvet değeri, CFE oranı ve maksimum oluşan deplasman miktarı karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4.1. Simülasyonlardan elde edilen sonuçların beş farklı model için karşılaştırılması

	Şasiye İletilen Ort. Kuvvet (kN)	A Kirişine İletilen Ort. Kuvvet (kN)	Pik Kuvvet (kN)	CFE Oranı	Max. Deplasman (mm)
Model 1	400,6	-	531,9	0,753	579,5
Model 2	533,7	-	701,2	0,761	521,7
Model 3	273,5	127,6	641,2	0,626	598,9
Model 4	295,6	216	835,7	0,548	543,6
Model 5	340,2	72,3	638,9	0,646	571,8

5.TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, tasarlanan örnek bir aracın eleman yoğunluklarını elde etmek amacıyla çeşitli senaryolar uygulanmış ve otomobiller için topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucu eleman yoğunlukları baz alınarak aracın çok yönlü ve sürekli yük yolları belirlenmiştir. Ön çarpışma bölgesi, kaza anında açığa çıkan kuvveti araçta iki farklı bölgeye yaymak amacıyla çok yönlü ve sürekli yük yolları baz alınarak tasarlanmıştır. Parametrik karşılaştırma yapabilmek amacıyla beş farklı ön çarpışma bölgesi modeli oluşturulmuş ve modellere belirli bir ilk hızda rijit duvar testi uygulanmıştır. Beş adet ön çarpışma bölge modelleri için çarpışma kollarında kullanılan malzeme, malzeme et kalınlığı ve üst çarpışma kolu kullanımı karşılaştırılmış ve otomobil çarpışma performansına olan etkileri incelenmiştir. Düşük rijitliğe sahip ön çarpışma bölgesi yüksek deplasman oluşturacağından yaşam kafesine olan girişimler sonucunda yolcu diz ve ayak sıkışmaları meydana gelebilir. Yüksek rijitliğe sahip ön çarpışma bölgesinde ise yüksek ivmeler oluşması nedeniyle emniyet kemeri yaralanmaları, göğüs kafesinin kırılması gibi istenmeyen sonuçlar ortaya çıkabilir.

Analizler sonucunda Model 1 ve Model 2 için, çarpışma kollarının CFE katsayı değerlerinin birbirine yakın çıkmasına karşın FEE340 malzemesinin kullanılması yolcu kabineye iletilen kuvveti önemli bir miktarda azalttığı (%33), oluşan deplasman miktarını %11 arttırdığı görülmüştür. DP600 malzemesi FEE340 malzemesine göre çekme dayanımı daha yüksek, uzama oranı daha düşük bir çelik olduğundan Model 2’de daha yüksek pik kuvvetinin ve daha düşük deplasman miktarının oluşması beklenen bir durumdur.

Model 3 ve Model 4 için, FEE340 malzeme kullanılmasının yolcu kabineye iletilen kuvveti önemli bir miktarda azalttığı (%30), buna karşın deplasman miktarını %10 arttırdığı görülmüştür. Ayrıca FEE340 malzemesine sahip çarpışma kolunun CFE katsayısı DP600’a göre 0,078 (%14) daha fazla olduğu görülmüştür. DP600 malzemesi FEE340 malzemesine göre çekme dayanımı daha yüksek, uzama oranı daha düşük bir çelik olduğundan Model 4’te daha yüksek pik kuvvetinin ve daha düşük deplasman miktarının oluşması beklenen bir durumdur.

Model 1 için, 1,5 ve 1,7 mm et kalınlığına sahip modellerde yaşam kafesinde girişim gösterebilecek kadar yüksek değerlerde deplasmanın oluştuğu ve çarpışma kollarının tamamen ezilmesinden dolayı yolcu kabine çok yüksek miktarlarda kuvvetlerin iletildiği gözlenmiş ve bu modeller uygulanan rijit duvar testi için başarısız olarak kabul edilebilir. CFE katsayısı açısından 2 mm (0,805) ve 2,4 mm (0,824) et kalınlıkları en iyi sonuçları göstermiştir. Ön çarpışma kollarında kullanılan 2 mm – 2,6 mm arasındaki et kalınlıkların araçta meydana gelen toplam deplasmanı %27'ye kadar azalttığı, fakat yolcu kabine iletilen kuvvet miktarını ise %64,2'ye kadar arttırdığı görülmüştür. Ön çarpışma kolunda kullanılan 2 mm et kalınlığına sahip modelde yolcu yaşam kafesine herhangi bir girişim söz konusu olmadığından, kuvvet ve ivme değerleri de nispeten düşük olduğundan, bu kalınlığın en iyi çarpışma performansına sahip olduğu kabul edilebilir. Fakat çalışmada Model 1 ve Model 3'ü daha verimli bir şekilde karşılaştırmak amacıyla 2,6 mm kalınlık seçilmiştir.

Model 3 için, 1,5 ve 1,7 mm et kalınlığına sahip modellerde yaşam kafesinde girişim gösterebilecek kadar yüksek değerlerde deplasmanın oluştuğu ve çarpışma kollarının tamamen ezilmesinden dolayı yolcu kabine çok yüksek miktarlarda kuvvetlerin iletildiği gözlenmiş ve bu modeller uygulanan rijit duvar testi için başarısız olarak kabul edilebilir. CFE katsayısı açısından 2 – 2,6 mm et kalınlıkları arasında önemli bir fark görülmemiştir. Ön ve üst çarpışma kollarında kullanılan 2 mm et kalınlığına sahip Model 3'te yolcu yaşam kafesine herhangi bir girişim söz konusu olmadığından, kuvvet ve ivme değerleri de nispeten düşük olduğundan, bu kalınlığın en iyi çarpışma performansına sahip olduğu kabul edilebilir. Malzeme et kalınlığı arttıkça (2 – 2,6 mm) yolcu kabine iletilen kuvvet önemli bir miktarda (% 21 - %64) arttığı, buna karşın deplasman miktarının %13 ile %29 arasında azaldığı görülmüştür.

Model 3'te üst çarpışma kolunun ve ön çarpışma kolunun pik kuvvetinin farklı deplasman noktalarında oluşması nedeniyle (324 ve 463 mm) "S" şekline sahip üst çarpışma kolunun kullanılması yolcu kabine iletilen pik kuvveti iki farklı bölgeye yaydığı görülmüştür. Model 1'de sadece şasiye iletilen ortalama kuvvet 400 kN iken, Model 3'te şasiye iletilen ortalama kuvvet 273 kN, A girişine iletilen ortalama kuvvet 127 kN'dur. Model 3 çarpışma sonucu oluşan kuvveti aracın iki bölmesine ayırmış, toplam yolcu kabine

iletilen ortalama kuvvet her iki modelde aynı olmasına rağmen Model 3'ün yolcu kabininde iki yönlü yük yolu oluşturduğu görülmüştür.

Model 5'te kullanılan alüminyum malzemeye sahip "S" şekline sahip üst çarpışma kolu Model 3'e göre toplam kütleyi yaklaşık 5 kg azaltmıştır. Çeliğe göre dayanımı daha düşük olması nedeniyle alüminyum üst çarpışma kolunun daha kolay ezildiği görülmüştür. Bu sebeple Model 5'in ön ve üst çarpışma kollarının kabine ilettiği pik kuvvetinin Model 3'ün aksine aynı deplasman noktalarında olduğu gözlenmiştir. Ayrıca Model 5'in üst çarpışma kolu Model 3'ün üst çarpışma koluna göre önemli bir miktarda (%47,4) daha az enerji sönmülediği ve A kirişine daha az kuvvet (%76,5) ilettiği hesaplanmıştır.

Model 1'de sadece şasiye iletilen ortalama kuvvet 400 kN iken, Model 5'te şasiye iletilen ortalama kuvvet 340 kN, A kirişine iletilen ortalama kuvvet 72 kN'dur. Model 5, çarpışma sonucu oluşan kuvveti Model 3'teki kadar verimli bir şekilde aracın iki bölmesine ayıramadığı görülmüştür.

Simülasyonlarda çarpışmanın ilk anlarında (çarpışma kollarında ilk burkulma tamamlanırken) pik kuvvetin olduğu görülmektedir. Buna karşın, çarpışma kollarının uç kısımlarına ezilme başlatıcı formlar verilerek, çarpışmanın ilk anlarında oluşan bu pik kuvvet değerini düşürmek mümkündür. Bu etkiyi oluşturacak özel forma sahip ön çarpışma kolları ve ön çarpışma kollarında alüminyum köpük takviyesi gelecek dönem için oldukça ilginç çalışma konularıdır. Ayrıca daha yüksek mukavemet değerlerine sahip DP600 malzemesinin farklı et kalınlıkları test edilerek ön çarpışma kolunda kütle optimizasyonu üzerine çalışmalar yürütülebilir. Bunun yanında ön çarpışma bölgesine "S" şeklindeki bir üst çarpışma kolunun eklenmesi araç gövdesindeki toplam kütleyi arttırmaktadır. Çalışmada alüminyum malzemesine sahip üst çarpışma kolunun çok kolay ezildiği görülmüş ve araç çarpışma performansına yeterli etkisi olmamıştır. Bu sebeple üst çarpışma kolunda yoğunluğu düşük ve yüksek mukavemetli kompozit malzemelerin kullanılması da diğer bir çalışma konusu olabilir.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2014.** 1959 Mercedes-Benz W111 Fintail Crash Tests <https://www.fanmercedesbenz.com/1959-mercedes-benz-w111-fintail-crash-tests/> - (Erişim Tarihi: 20.02.2018)
- Anonim, 2016a.** Türkiye karayolu trafik kaza istatistikleri raporu. <http://www.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do?id=24606> - (Erişim Tarihi: 06.02.2018)
- Anonim, 2016b.** BIW with definitions. <https://www.slideshare.net/AjaykumarKalapu/biw-with-definitions> - (Erişim Tarihi: 10.01.2018)
- Anonim, 2017a.** WorldAutoSteel - Steel Strength Ductility Diagram. <https://www.worldautosteel.org/why-steel/steel-your-strength/> - (Erişim Tarihi: 08.02.2018)
- Anonim, 2017b.** Mazda Skyactiv-Body Technology <http://www.mazda.com/en/innovation/technology/skyactiv/skyactiv-body/> - (Erişim Tarihi: 05.03.2018)
- Anonim, 2017c.** DriveAluminum - The Road Ahead: Aluminum Content Growth Surge <https://www.drivealuminum.org/research-resources/the-road-ahead-aluminum-content-growth-surge-2017-ducker-study-webinar/> (Erişim Tarihi: 09.03.2018)
- Baskin, D. M., Reed, D. B., Seel, T. N., Hunt, M. N., Oenkal, M., Takacs, Z., & Vollmer, A. B. 2008.** A case study in structural optimization of an automotive body-in-white design (No: 2008-01-0880). *SAE Technical Paper*.
- Bhosale, S. H., Kalal, M. G., & Sahu, A. K. 2017.** Systematic Approach for Structural Optimization of Automotive Systems (No: 2017-01-5018). *SAE Technical Paper*.
- Bilbay F.B., Reis M., Gülçimen Çakan B., Çakır M.C. 2019.** Otomobillerde Ön Çarpışma Kolu Malzemesi Olarak Fee340 ve Dp600 Malzemelerin Çarpışma Performanslarının Karşılaştırılması. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, Basım Aşamasında.
- Bois Paul Du, Chou Clifford C., Fileta Bahig B. & King Albert I. 2004.** Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection. American Iron and Steel Institute 2000 Town Center Southfield, Michigan 48075.
- Cai, K., & Wang, D. 2017.** Optimizing the design of automotive S-rail using grey relational analysis coupled with grey entropy measurement to improve crashworthiness. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 56(6): 1539-1553.
- Chiandussi, G., Avalle, M. 2002.** Maximization of the crushing performance of a tubular device by shape optimisation. *Computers and Structures*, 80: 2425-2432.
- Christensen, J., Bastien, C., Blundell, M. V., Gittens, A., & Tomlin, O. 2011.** Lightweight hybrid electrical vehicle structural topology optimisation investigation focusing on crashworthiness. *Int. J. Vehicle Structures & Systems*, 3(2): 113-1.
- Deb, A., Gunti, R. S., Chou, C., & Dutta, U. 2015.** Use of truncated finite element modeling for efficient design optimization of an automotive front end structure (No: 2015-01-0496). *SAE Technical Paper*.
- Dong, D., Liu, Y., Yang, Y., Li, J., Ma, M., & Jiang, T. 2014.** Microstructure and dynamic tensile behavior of DP600 dual phase steel joint by laser welding. *Materials Science and Engineering: A*: 594: 17-25.
- Edwards, M. J., Davies, H., Thompson, A., & Hobbs, A. 2003.** Development of test procedures and performance criteria to improve compatibility in car frontal collisions.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, 217(4): 233-245.

Ensarioglu C., Gulcimen Cakan B., Reis M., Koluk H., Celik H., Uguz A., Cakir M. C. 2018. Reinforcement of a Thermoplastic Crash-Box with Aluminum Foam and Tie Beams. Academic Conference on Engineering, IT and Artificial Intelligence (AC-EITAI 2018), Prag.

EuroCarBody, 2017. 19th Global Car Body Benchmarking Conference, 17-19 October 2017 Bad Nauheim, Germany.

Eren, I., Gür, Y., & Aksoy, Z. 2009. Finite element analysis of collapse of front side rails with new types of crush initiators. *International journal of automotive technology*, 10(4): 451-457.

Fekete, J. R., Stibich, A. M., & Shi, M. F. 2001. A comparison of the response of HSLA and dual phase sheet steel in dynamic crush (No: 2001-01-3101). *SAE Technical Paper*.

George Mason University, 2016. 2010 Toyota Yaris Finite Element Model Validation Detail Mesh, Center for Collision Safety and Analysis. (Doi: 10.13021/G8CC7G)

Ghannam, M. Y., Niesluchowski, M., & Culkeen, P. M. 2002. Analysis of a Frontal Rail Structure in a Frontal Collision (No: 2002-01-0688). *SAE Technical Paper*.

Gulcimen Cakan B., Reis M., Ensarioglu C., Koluk H., Yeni H., Uguz A., Cakir M. C. 2018. Termoplastik çarpışma kutularında alüminyum köpük takviyesinin çarpışma karakteristiğine etkisi. 18th International Conference on Machine Design and Production, 3-6 July, Eskişehir.

Kim, H. S., & Wierzbicki, T. 2004. Closed-form solution for crushing response of three-dimensional thin-walled “S” frames with rectangular cross-sections. *International Journal of Impact Engineering*, 30(1): 87-112.

Liu, X. T., Liu, C. H., Shi, S. L., Zhao, L. H., & Huang, H. 2010. The analysis of front rail crash on mini-bus chassis. In *Computer and Automation Engineering (ICCAE)*, 2010 The 2nd International Conference on (Vol. 2, pp: 14-16). IEEE.

Neptune, J. A. 1999. A comparison of crush stiffness characteristics from partial-overlap and full-overlap frontal crash tests. *SAE transactions*: 383-391.

Öztürk, İ., & Necmettin, Kaya. 2008. Otomobil ön tampon çarpışma analizi ve optimizasyonu. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*: 13(1).

Ramazani, A., Mukherjee, K., Abdurakhmanov, A., Prahl, U., Schleser, M., Reisinger, U., & Bleck, W. 2014. Micro–macro-characterisation and modelling of mechanical properties of gas metal arc welded (GMAW) DP600 steel. *Materials Science and Engineering*: A: 589: 1-14.

Rao Lakshmana C., Narayanamurthy V., & Simha K. R. Y. 2016. Applied Impact Mechanics . Ane Books Pvt. Ltd. (ISBN : 978-11-1924-180-5).

Riordan, C., Tovar, A., & Renaud, J. 2010. Topology optimization of a Formula SAE upright using Optistruct (No: 2010-01-0396). *SAE Technical Paper*.

Schneider, R., Heine, B., & Grant, R. J. 2014. Mechanical behaviour of commercial aluminium wrought alloys at low temperatures. In *Light Metal Alloys Applications*. InTech.

Tahan, F. J., Park, C. K., Morgan, R. M., Cui, C., Brar, B., Shanks, K., & Kan, C. D. 2013. The Effect of Reduced Mass on Frontal Crashworthiness. Proceedings of the IRCOBI Conference, 2013.

Zhou, Y., Lan, F., & Chen, J. 2011. Crashworthiness research on S-shaped front rails made of steel–aluminum hybrid materials. *Thin-Walled Structures*, 49(2): 291-297.

Wang, T., Wang, L., Wang, C., & Zou, X. 2018. Crashworthiness analysis and multi-objective optimization of a commercial vehicle frame: A mixed meta-modeling-based method. *Advances in Mechanical Engineering*, 10(5): 1687814018778480.



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Fahri Berk BİLBAY
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa, 1994
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Cumhuriyet Lisesi/ 2016
Lisans : Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği/ 2016
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Konstrüksiyon ve İmalat
Anabilim dalı, Makine Mühendisliği/2019

İletişim(e-posta) : bilbayberk@gmail.com

Yayın :

Bilbay F.B., Reis M., Gülçimen Çakan B., Çakır M.C. 2019. Otomobillerde Ön Çarpışma Kolu Malzemesi Olarak Fee340 ve Dp600 Malzemelerin Çarpışma Performanslarının Karşılaştırılması. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, Basım Aşamasında.