

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

BİLGİSAYAR DESTEKLİ ÇARPIŞMA ANALİZİ İLE OTOMOBİL ÖN TAMPON OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed Talha AŞKAR

Enstitü Anabilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Mehmet ÇALIŞKAN

Haziran 2018

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİLGİSAYAR DESTEKLİ ÇARPIŞMA ANALİZİ İLE OTOMOBİL ÖN TAMPON OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed Talha AŞKAR

Enstitü Anabilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 25.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr.
Mehmet ÇALIŞKAN

Jüri Başkanı



Doç. Dr.
Cenk ÇELİK

Üye



Dr. Öğr. Üyesi
Osman İYİBİLGİN

Üye



BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Muhammed Talha AŞKAR

28.06.2018

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, çalışmamın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Doç. Dr. Mehmet ÇALIŞKAN'a ve optimizasyon konusunda takıldığım noktalarda yönlendirmeleriyle bana yardımcı olan sayın Prof. Dr. Cemalettin KUBAT'a ve Arş. Gör. Dr. İsmail ÖZTÜRK'e teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2.	
KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
BÖLÜM 3.	
TAŞIT GÜVENLİK SİSTEMLERİ	11
3.1. Aktif Güvenlik Sistemleri	12
3.1.1. ABS (Kilitlenme önleyici sistem)	12
3.1.2. ASR (Çekiş/Patinaj kontrol sistem)	12
3.1.3. ESP (Elektronik dengeleme sistemi)	13
3.1.4. EPS (Elektronik kontrollü direksiyon sistemi)	13
3.1.5. AEB (Otonom acil frenleme)	14
3.1.6. Gelişmiş sürücü yardım sistemleri	15
3.2. Pasif Güvenlik Sistemleri	16
3.2.1. Emniyet kemerleri	16
3.2.2. Hava yastıkları	17

3.2.3. Taşıt gövdesi kaza davranışı	18
3.2.4. Darbe emiciler	19
BÖLÜM 4.	
TAŞIT ÇARPIŞMA TESTLERİ	20
4.1. EuroNCAP'ın Tarihçesi	20
4.2. EuroNCAP Çarpışma ve Koruma Testleri	21
4.2.1. Önden çarpma testleri	21
4.2.2. Yandan çarpma testleri	23
4.2.3. Boyun koruma testi	24
4.2.4. Yetişkin yolcu koruması	25
4.2.5. Çocuk yolcu koruması	27
4.2.6. Yaya koruması	29
4.2.7. Güvenlik yardımcıları	30
BÖLÜM 5.	
ÖN TAMPON SİSTEMİ MODELLEME	31
5.1. Ön Tampon Kirişi ve Darbe Emiciler	33
5.2. Şasi Ön Ray Bağlantıları	34
5.3. Ön Tampon Sistemi - Kafes ve Diğer Unsurların Modellemesi ...	35
BÖLÜM 6.	
ANALİZLER VE OPTİMİZASYON	36
6.1. SEM Oluşturulması	36
6.2. Analiz Değişkenleri ve Sonuçlar	39
6.3. Boyut Optimizasyonu	46
BÖLÜM 7.	
SONUÇ VE ÖNERİLER	48
KAYNAKLAR	51
EKLER	55

ÖZGEÇMİŞ	80
----------------	----



SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

ABS	: Kilitlenme önleyici sistem
ACC	: Uyarlanabilir seyir kontrol sistemi
ACL/PCL	: Ön/Arka çapraz bağ
AEB	: Otonom acil frenleme
ASR	: Çekiş/Patinaj kontrol sistem
CFRP	: Karbon elyaf katkılı polimer
CNCAP	: Çin yeni araç değerlendirme programı
CRS	: Çocuk koruma sistemi
ECU	: Elektronik kontrol ünitesi
EPS	: Elektronik kontrollü direksiyon sistemi
ESC	: Elektronik denge kontrolü
ESP	: Elektronik dengeleme sistemi
EuroNCAP	: Avrupa yeni otomobil değerlendirme programı
FOA	: Meyve sineği optimizasyon algoritması
GFRP	: Cam elyaf katkılı poliamid
HIC	: Baş yaralanma kriteri
IIHS	: Yol güvenliği sigorta enstitüsü
MCL	: İç yan bağ
NCAC	: Ulusal kaza analiz merkezi
NHTSA	: Ulusal karayolu trafiği güvenliği idaresi
NIC	: Boyun yaralanma kriterinin
PET	: Polietilen tetraftalat
SAS	: Hız yardımcı sistemleri
SEM	: Sonlu eleman modeli
T-HRC	: Başlık temas anı
TIC	: Göğüs kafesi yaralanma kriteri

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Yönlerine göre taşıt çarpışmaları	3
Şekil 3.1. Taşıt güvenlik sistemleri şeması	11
Şekil 3.2. ABS fren sistemi	12
Şekil 3.3. Gelişmiş sürücü yardım sistemleri	15
Şekil 3.4. Taşıtlarda kullanılan hava yastıkları	17
Şekil 3.5. Taşıt iskeleti yapı elemanları	19
Şekil 4.1. Taşıt önden çarpma testleri	22
Şekil 4.2. Taşıt yandan çarpma testleri	24
Şekil 4.3. Boyun koruma testi	25
Şekil 4.4. Yaya koruma testleri	29
Şekil 4.5. Güvenlik yardımcı sistemler	30
Şekil 5.1. Tampon sistemi tipleri	31
Şekil 5.2. Taşıt önü enerji emilim bölgeleri ve kuvvet dağılım oranları	32
Şekil 5.3. Taşıt ön tampon kirişi ve darbe emici	33
Şekil 5.4. Şasi ön ray bağlantısı	34
Şekil 5.5. Punta kaynaklı darbe emici ve ön ray bağlantısı	35
Şekil 5.6. Tampon sistemi geometrik modeli	35
Şekil 6.1. Ön tampon sisteminin SEM	39
Şekil 6.2. Ön tampon elemanlarının t_1 ve t_2 kalınlıklarına göre iç enerji grafiği	43
Şekil 6.3. Kafese t_1 ve t_2 kalınlıklarına göre –Z yönünde etkiyen tepki kuvveti pik değerleri grafiği	43
Şekil 6.4. Ön tampon elemanlarının t_1 kalınlığına göre iç enerji sonuçları ve ortalama değişim eğrisi	44
Şekil 6.5. Ön tampon elemanlarının t_2 kalınlığına göre iç enerji sonuçları ve ortalama değişim eğrisi	44

Şekil 6.6. Kafese t_1 kalınlığına göre $-Z$ yönünde etkiyen pik tepki kuvveti sonuçları ve ortalama değişim eğrisi	45
Şekil 6.7. Kafese t_2 kalınlığına göre $-Z$ yönünde etkiyen pik tepki kuvveti sonuçları ve ortalama değişim eğrisi	45



TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 1.1. 2002-2016 yılları arasında Türkiye’de meydana gelen trafik kaza sayısı ve sonuçları	2
Tablo 6.1. İç enerji ve pik tepki kuvveti sonuçları ile ortalamaları (t_1 sabit)	40
Tablo 6.2. İç enerji ve pik tepki kuvveti sonuçları ile ortalamaları (t_2 sabit)	41

ÖZET

Anahtar kelimeler: Tampon, darbe emici, önden çarpma analizi, boyut optimizasyonu

Bu çalışmada, pasif taşıt güvenliğinin en önemli yapı elemanı olan ön tampon sisteminin kaza esnasında emdiği enerji ve yolcu kabinine aktardığı tepki kuvveti sonuçları farklı sac kalınlıkları için araştırılmıştır. Ön tampon sistemi elemanlarının en iyi sonuçları sağlayan kalınlık değerlerinin bulunması amaçlanmıştır. Bu amaçla birebir ölçekli bir taşıt ön tampon sistemi ve basitleştirilmiş bir taşıt gövde kafesi modellenmiş ve ardından bu sistemin 64 km/h hızla rijit duvara önden çarpması bilgisayar destekli olarak analiz edilmiştir. Ön tampon sisteminin ve kafes yapının SEM, gelişmiş sonlu eleman analiz paket programı olan ANSYS'in Explicit Dynamics modülünde oluşturulmuş ve tampon kirişi ile darbe emicilerin et kalınlıkları değiştirilerek 25 adet analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde elde edilen ön tampon sisteminin emdiği enerji ve kafes yapıya gelen tepki kuvveti sonuçları yorumlanmış ve bu sonuçların arasından optimizasyona en uygun olanları seçilmiştir. Optimizasyon problemini tanımlayan fonksiyonlar bu verilere göre oluşturulmuş ve bu problem MATLAB programında çözdürülerek en yüksek emilen enerji / tepki kuvveti oranını sağlayan darbe emicinin kalınlık değeri bulunmuştur.

COMPUTER-AIDED OPTIMIZATION OF AUTOMOBILE FRONT BUMPER WITH COLLISION ANALYSIS

SUMMARY

Keywords: Bumper, impact absorber, front impact analysis, size optimization

In this study, the energy absorbed by the front bumper system, which is the most important structural element of passive vehicle safety, during the accident and the reaction force results transferred to the passenger cabin were investigated for different sheet thicknesses. The aim of the front bumper system elements is to find the thickness values which provide the best results. For this purpose, a one-scale vehicle front bumper system and a simplified vehicle body cage were modeled, and then computer-aided analysis of this system with 64 km/h rigid wall front crash was performed. FEM of the front bumper system and cage structure was created in the Explicit Dynamics module of ANSYS, an advanced finite element analysis package program, and 25 analyzes were performed by varying the wall thicknesses of the shock absorbers with the bumper beam. The energy absorbed by the front bumper system and the reaction force results from the cage structure are interpreted and the data set that is most suitable for optimization among these results is selected. The functions describing the optimization problem are constructed according to this equation and the problem is solved in the MATLAB program and the thickness value of the impact absorber providing the highest absorbed energy / reaction force ratio is found.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Mühendislik ve imalatın başarılı bir sonucu olan motorlu taşıtlar şüphesiz insanoğlunun ulaşım ihtiyaçlarını karşılamakla kalmamış toplumların yaşam biçimlerini değiştirmiş, ülkelerin ekonomilerini ciddi şekilde etkilemiş ve insan yaşamının adeta ayrılmaz bir parçası olmuştur. 100 yılı aşkın süredir otomotiv sektöründe binlerce parçadan oluşan motorlu taşıtlar imal edilirken aynı anda her biri ayrı bir imalat sektörü veya alt sektör olan lastiğinden koltuğuna, mekanik aksamından saç parçalara ve elektrik-elektronik elemanlara kadar birçok imalat alanını da geliştirmiştir. Üretim ve ekonomik olarak getirdiği faydaların aksine insan hayatını olumsuz etkileyen trafik yoğunluğu, ülkelerin petrol ürünlerine bağımlılığı, trafik kazaları sonucu yaşanan ölüm ve yaralanmalar, atmosfere salınan emisyonlar gibi birçok faktörü de ortaya çıkarmıştır. Bu şekilde değerlendirildiğinde taşıtların; düşük yakıt tüketimi, yüksek sürücü ve yolcu emniyeti ve çevreci bir makine olarak düşük emisyon gibi özelliklerinde her geçen gün iyileştirilme çalışmaları yapılmaktadır.

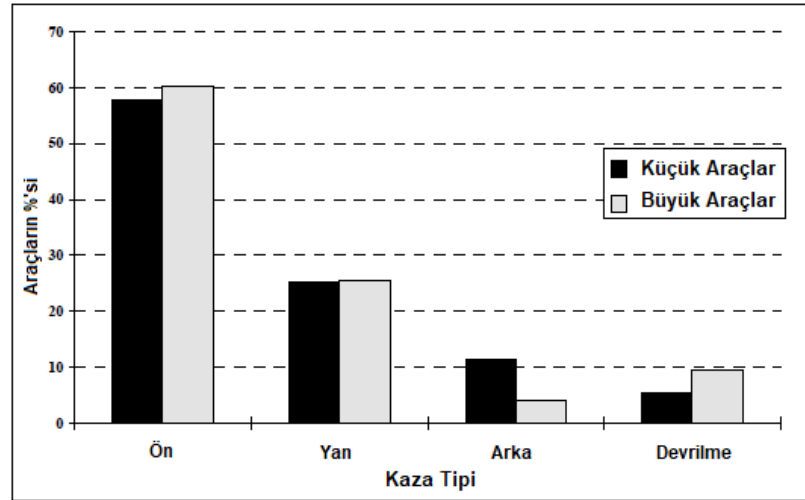
İnsan yaşamını doğrudan etkilediğinden birçok makinede olduğu gibi motorlu taşıtlarda da emniyet en ön planda yer almaktadır. Bunun yanında satın alınabilirlik açısından uygun maliyette üretilme ihtiyacı otomobil üretiminde mühendisleri devamlı şekilde tasarım, ar-ge ve test çalışmaları yapmaya zorlamaktadır. Ülkemizde motorlu taşıt kullanımının her geçen yıl artmasıyla trafik kazalarının da arttığı Tablo 1.1.'de açıkça görülebilmektedir.

Tablo 1.1. 2002-2016 yılları arasında Türkiye’de meydana gelen trafik kaza sayısı ve sonuçları [1].

Yıl	Toplam-Total							
			Kazanın toplam		Ölü ⁽¹⁾ -Killed persons ⁽¹⁾		Yaralı-Injured persons	
	Toplam	Nüfus	Kaza	taşıta oranı	Nüfusa		Nüfusa	
	taşıt	(Bin)	sayısı	(%)	oranı		oranı	
Year	Total vehicle	Population	Number of	Ratio of accident	Sayı	Ratio to	Sayı	Ratio to
		(Thousand)	traffic	to number of	Number	population	Number	population
			accidents	vehicles				
2002	8 655 170	69 302	439 777	50,8	4 093	0,06	116 412	1,68
2003	8 903 843	70 231	455 637	51,2	3 946	0,06	118 214	1,68
2004	10 236 357	71 152	537 352	52,5	4 427	0,06	136 437	1,92
2005	11 145 826	72 065	620 789	55,7	4 505	0,06	154 086	2,14
2006	12 227 393	72 974	728 755	59,6	4 633	0,06	169 080	2,32
2007	13 022 945	70 586	825 561	63,4	5 007	0,07	189 057	2,68
2008	13 765 395	71 517	950 120	69,0	4 236	0,06	184 468	2,58
2009	14 316 700	72 561	1 053 346	74,0	4 324	0,06	201 380	2,78
2010	15 095 603	73 723	1 106 201	73,0	4 045	0,05	211 496	2,87
2011	16 089 528	74 724	1 228 928	76,4	3 835	0,05	238 074	3,19
2012	17 033 413	75 627	1 296 634	76,0	3 750	0,05	268 079	3,54
2013	17 939 447	76 668	1 207 354	67,3	3 685	0,05	274 829	3,58
2014	18 828 721	77 696	1 199 010	63,7	3 524	0,05	285 059	3,67
2015	19 994 472	78 741	1 313 359	65,6	7 530	0,09	304 421	3,86
2016	21 090 424	79 815	1 182 491	56,07	7 300	0,09	303 812	3,81

Üretilen taşıtların piyasaya sürülmeden önce yapısal güvenlik özelliklerinin test ve değerlendirmesinin yapılması gerekmektedir. Bu sebeple günümüzde EuroNCAP (Avrupa Yeni Otomobil Değerlendirme Programı) ve NHTSA (Ulusal Karayolu Trafik Güvenliği İdaresi) gibi uluslararası kuruluşlar tarafından taşıtlar kaza şekillerine göre çarpışma testlerine tabi tutulmakta ve test sonuçlarına göre sürücüye, yolcuya, yayaya ve taşıt güvenlik sistemlerine güvenlik derecelendirilmesi yapılmaktadır.

Trafik kazalarında yandan çarpmalar taşıt içerisindeki sürücü ve yolcular açısından daha tehlikeli olabilse de trafik kazaları Şekil 1.1.’de görüldüğü gibi daha çok önden çarpma olarak gerçekleşmektedir.



Şekil 1.2. Yönlerine göre taşıt çarpışmaları [2].

Taşıtların en çok maruz kaldığı kaza tipi olan önden çarpma %100 ofset, %40 ofset ve açılı olarak 3 tiptir. Bu çalışmada bir otomobilin ön tampon metalik elemanları esas alınarak modelleme yapılmış ve çarpışma test hızlarından olan 64 km/h hızla sabitlenmiş bir duvara çarpması sonlu eleman paket programı olan ANSYS Workbench üzerinden analiz edilmiştir. Analiz işlemlerinin doğru ve dengeli yapılabilmesi için çok çekirdekli işlemci kullanılması gerektiğinden sahip olduğum bilgisayarın “AMD FX-8350 Eight Core Processor” adlı işlemcisini en uygun performansta çalıştırarak analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerin sağlanması için üniversiteye ait Intel Xeon işlemcili bir iş istasyonunda deneme analizleri yapılmıştır.

Bir trafik kazası esnasında meydana gelen fiziki sonuçların insan hayatını en çok etkileyeni tepki kuvvetidir. Kaza esnasında sürücü ve yolcuların bulunduğu taşıt kabininde ve şaside ne kadar az ortalama tepki kuvveti oluşursa hayati tehlike o kadar aza indirilmiş olacaktır. Bunun yanında darbe enerjisinin ön tampon elemanlarınca mümkün olduğunca emilip yolcu kabini iskeletinde plastik deformasyonlar en aza indirilmesi gerekmektedir [3]. Buradan hareketle bu çalışmada ön tampon elemanlarının en düşük tepki kuvveti ve en yüksek emilen enerji sonuçlarını veren en iyi sac kalınlık değerlerinin bulunması hedeflenmiştir. Bu amaçla 25 adet farklı sac kalınlık kombinasyonuna sahip ön tampon sistemi SEM oluşturulmuş ve çarpışma analizleri yapılmıştır. Çalışılan kalınlık aralıklarında en optimum sonuçları sağlayan tampon elemanları sac kalınlık değerleri bulunmuştur.

BÖLÜM 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Özellikle önden çarpışma durumunda taşıtların ön tampon elemanları darbeleri sönmölemek bakımından kritik bir role sahip oldukları için maksimum darbe enerjisi emmek ve minimum tepki kuvveti aktarmak üzere mühendislik eniyileme çalışmaları yapılması elzemdir.

Kaza anında enerjiyi sönmölemek için taşıtın en ön ucuna konumlandırılan darbe emiciler arabanın en önemli parçalarından bir tanesidir. Taşıtın ön tarafından kaza yapması halinde darbe emicilerin öncelikli olarak enerji emilimi yaparak yoğrulması beklenir. Böylece yolcuların bulunduğu kabin iskeletinin hasarı en aza indirgenerek can emniyeti sağlanmış olur. Genellikle darbe emiciler üzerlerinde birkaç tane girintiye sahiptir. Bu girintiler kaza anında darbe emicilerde bükölmelerin başlamasını sağlayarak yoğrulmalarını kolaylaştırır. Buradan hareketle darbe emiciye etkiyen deformasyon kuvvetinin yüksek ve dengeli olması amacıyla dairesel, kare, beşgen gibi çokgen şekilli darbe emici kesit şekillerini ve darbe emici genişlik ölçüsünü tasarım değişkeni olarak kabul eden bir çalışmada kesit çevre uzunluğu başına düşen kuvvet (kN/mm) ve oluşan bükölme sayısı sonuçları analitik şekilde elde edilip kıyaslanmıştır. Ardından özel olarak tasarlanan bir kesite sahip darbe emici deneysel ve SEM analizi yapılarak sonuçları grafikleştirilmiştir [3].

Kare kesitli alüminyum metal sacların bükölme yöntemiyle üretilip 1'den 4'e kadar katlanma sayısına göre tip A, B, C ve D olarak alternatiflerinin oluşturulduğu bir çalışmada 100 kN yük ve 1 mm/s yükleme hızında deneysel ve sayısal ezilme testleri yapılmıştır. Kuvvet-deformasyon sonuç eğrileri elde edilip birbiriyle kıyaslanmıştır. Ayrıca kuvvet-deformasyon sonuçlarına etkilerini görmek için yükleme hızı, kenar radüsü ve kesit şeklinde değişiklikler yapılarak sayısal analizler tekrarlanmıştır.

Elde edilen sonuçlarda, sıradan kare tüplere kıyasla bükülmüş tüplerin katlanma sayısı arttıkça daha yüksek ortalama ezilme tepki kuvvetine sahip oldukları görülmüştür. Sayısal analiz sonuçlarının genel olarak deformasyon modu ve kuvvet cevabı olarak deneylerle oldukça benzer oldukları görülürken yapıların düzensiz deforme olduğu durumlarda ise bu benzerlik sağlanamamıştır. Bükülmüş plakalar, kolay hazırlanabilme, küçük ölçekli maliyet etkin üretim ve kesitsel ve geometrik esneklik gibi özellikleriyle çeşitli mühendislik uygulamaları için oldukça umut vermektedir [4].

IIHS (Yol Güvenliği Sigorta Enstitüsü)'nün daha önce gerçekleştirdiği Dodge marka Neon ve İntrepid model araçların 64 km/h hızla deforme olabilen bariyere %40 ofsetli çarpma test sonuçlarını doğrulamak amacıyla bu araçların birebir ölçekli sonlu eleman modelleri açık kodlu LS-DYNA programında 45 km/h hızla rijit duvara çarpma simülasyonuna tabi tutulmuştur. Çarpma testleri ve simülasyonlar genellikle 80 ila 100 ms sürmüştür. Simülasyondan elde edilen sürücü kabininin muhtelif kısımlarına ait (sütun, ayakucu, gösterge paneli) yerdeğiştirme (ezilme) - zaman sonuç eğrileri, IIHS'nin test sonuçları ile birebir uyumlu olmasa da aralarında çok iyi bir ilişkinin olduğu görülmüştür. Bu şekilde düşük hızlı çarpışmalarda rijit bariyerlerin kullanımı maliyet kazancı sağlamakta ve deforme olan bariyerlere karşı etkin bir alternatif olmaktadır [5].

Kompozit polimer malzemelerin ve sentetik köpüklerin hafiflik ve yüksek mukavemet sağlaması sebebiyle metal parçalarla kombinasyonlarında darbe emicilerin kaza direncini artırmaktadırlar. Buradan hareketle yürütülen bir çalışmada; referans eleman olarak 1 mm kalınlıklı dolgusuz/içi boş çelik darbe emici, 4 farklı malzeme ile konfigüre edilmiştir. Bunlar, darbe emicinin içerisine çapraz ızgaralar şeklinde yerleştirilen karbon elyaf katkılı polimer (CFRP) malzemeli tip A, kıvrımlı şekle sahip ve dikey yerleştirilen cam elyaf katkılı poliamid (GFRP) malzemeli tip B ve darbe emicinin içini tamamen dolduracak şekilde PET köpük ve mantar tıpası malzemelerinden tip C (C-foam ve C-cork) olmak üzere 4 tiptir. Bu oluşturulan darbe emici tiplerinin simülasyonları ABAQUS Explicit sonlu eleman analiz programında 0,1 mm/s ezilme hızında 7 cm boyunca ezilerek gerçekleştirilmiştir.

Düşme test cihazıyla (350 kg darbe kütlesi, 2,5 m strok ve 6,7 m/s çarpma hızına sahip) da deneysel analizleri gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlardan ve deneysel testlerden elde edilen ortalama tepki kuvveti, emilen darbe ve bağıl enerjisi sonuçlarına sırasıyla bakıldığında en iyi sonuçlar (40-29 kN; 2,4-1,8 kJ; 7,3-5,4 kJ/kg) tip A darbe emicide gözlenirken buna en yakın sonuçlar ise tip C-foam'a aittir. Ancak üretim maliyeti de düşünüldüğü zaman en iyi çözüm tip C-foam darbe emici olduğu saptanmıştır [6].

Günümüz binek otomobilleri, önden çarpışmalarda meydana gelen yaralanmaların çoğunda kullanıcıları eskiye göre çok daha iyi korumaktadır. Ancak boyun yaralanmaları halen istisnadır. Taşıtın kaza anındaki ortalama yavaşlama ivmesi yüksek olduğu zaman boyun yaralanma riski oldukça artmaktadır. Bu sebeple kullanıcının yaralanma riskini en aza indirmek için yeni tasarlanan araçlarda ön tampon elemanlarının kaza tepkilerinin darbe şiddetine uyarlanmaları tavsiye edilmektedir. NCAC'dan (ulusal kaza analiz merkezi) alınan Geo Metro adlı küçük binek aracın birebir ölçekli sonlu eleman modelinin LS-DYNA programında çarpma analizleri yapılmıştır. Aracın 32 ve 56 km/h hızla önden tam ve %40 ofsetli olarak rijit duvara çarpma simülasyonlarında ön tampon bölgesindeki elemanların (tampon kirişi, kaput, radyatör, radyatör süspansiyonu, çamurluk üstü paneller, tekerlek boşlukları, boyuna raylar ve motor) bağıl enerji emilim oranları çıkartılmıştır. Sonuçlar tablolastırıldığında her iki hızda ve çarpma tipinde de aracın sağ ve solunda simetrik şekilde şasiden tampon kirişine doğru uzanan boyuna rayların en yüksek enerji emme oranlarına sahip olduğu görülmüştür. Bu ön hazırlık simülasyonundan hareketle orijinal boyuna rayların gerilme-gerinme eğrisi %50 arttırılarak ve azaltılarak 2 alternatif oluşturulmuş, böylece boyuna rayların mukavemetindeki değişikliğin aracın çarpma anındaki ivme sonuçlarına etkisi araştırılmıştır. 16, 32, 48, 64 km/h hızlarda, tam ve %40 ofsetli olarak, deforme olabilen ve rijit duvara ve 3 tip boyuna rayın kullanıldığı 48 adet farklı simülasyon gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak boyuna rayların mukavemet değerleri her iki çarpışma tipinde de kaza darbesi üzerinde bir etkiye sahip olmakla birlikte bu etkinin mahiyeti motor kısmındaki geometrik kısıtlara ve darbe hızına bağlı olduğu görülmüştür. Boyuna rayların mukavemetindeki azaltma, kaza anında rayların yapısal deformasyona uğraması ve motor ile temas geçmemesi şartıyla kaza ivme piklerini azaltabilmektedir [7].

Taşıt içindeki yolcular açısından alınan güvenlik tedbirleri pasif ve aktif olmak üzere 2 tiptir. Aktif güvenlik sistemleri kaza anında kullanıcıya önceden haber veren veya o anki sürüş kabiliyetini artırmaya yönelik kontrol algoritmalarından meydana gelir. Pasif güvenlik tedbirleri ise kaza anında aksi sonuçları azaltmak üzere taşıtın malzeme ve yapı dizaynındaki geliştirmeleri kapsamaktadır. Pasif güvenlik tedbirleri içinde taşıt gövdesinin deformasyon davranışı ve şasi kazalarda önemli bir role sahiptir. Bu sebeple şasi, taşıtların başlıca pasif güvenlik elemanıdır. Bu çalışmada NCAC izniyle temin edilen 1994 Chevrolet C1500 pikap aracın LS-DYNA3D SEM MSC.Patran programına aktarılmak suretiyle kullanılmış ve tüm parçaların DP600 çeliği seçildiği 3 farklı simülasyon gerçekleştirilmiştir. 1.'sinde ön tampon sistemindeki 1mm lik çelik kutu profillerinin farklı kesit şekli (kare, dikdörtgen ve beşgen) için ezilme simülasyonları gerçekleştirilmiştir. 2. safhada ise diğer taşıt gövde unsurlarından yalıtılmış merdiven şasi iskeletinin (taşıtın şasi ve ön tampon elemanları) ön giriş rayları yine aynı kesit geometrileri ve 1,25 mm'den 3mm'ye kadar 5 farklı kalınlık alternatifleri oluşturularak rijit yüzeye çarpma simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Son olarak da dikdörtgen kesitli şasinin enerji emilimini kıyaslamak için aracın bütün gövde SEM'nin ezilme simülasyonu gerçekleştirilmiştir. 1. analiz sonuçlarında yüksek enerji emilimi beşgen kesitli çelik kutu profillerde sağlanmıştır. 2. analizlerde ise kalınlık arttıkça enerji emilimi artmış dolayısıyla 3 mm kalınlıklı ön raylara sahip yalıtılmış şasi iskeleti en yüksek değerde enerjiyi emmiştir ve diğer yandan kesit şekli alternatiflerinde ise yine beşgen kesitli ray kullanıldığında enerji emilimi en yüksek olmuştur. 3. analiz sonucunda ise beklenildiği gibi taşıtın tam gövdeli SEM'nin enerji emilimi aynı kalınlıklı yalıtılmış merdiven şasi iskeletinininkinden yaklaşık 2 kat daha yüksek çıkmıştır. Daha kalın ve beşgen kesit raya sahip şasi iskeletinde daha iyi sonuçlar alınsa da gerçek durumda eğilme, burulma ve ezilme kombinasyonundan dolayı oluşacak çok daha karmaşık 3 boyutlu gerilme sonuçları görüldüğü zaman deformasyon mekanizmasına dikkat edilmelidir. Ayrıca kalınlığın artması taşıt ağırlığını, yakıt tüketimini ve emisyonları artıracığından maksimum kaza direnci ile minimum ağırlık yakalanmak üzere şasi kalınlık değeri optimize edilmelidir [8].

Birçok otomobil ağırlığını azaltma çalışmasında malzeme değişikliği, yapı optimizasyonu ve dolgu köpük malzemeleri araştırılmaktadır.

Bu çalışmada ise tampon elemanı temel kesit şekli ile malzeme üzerinde yeni bir optimizasyon yöntemi amaçlanmıştır. Bu yeni metot, ön tampon sisteminin hafif bir optimum tasarımını oluşturmak için kullanılmıştır. Tampon kirişinin 3 nokta eğilme testi ve simülasyonu kirişin tam orta kısmından 100 mm ezilmeye maruz kalacak şekilde sırasıyla 0,001 ve 1 m/s hızlarda gerçekleştirilmiştir. Test ve simülasyondan elde edilen kuvvet-yerdeğiştirme eğrileri çok iyi bir uyum göstermiş ancak simülasyonun 28 kN'luk maksimum tepki kuvveti değeri testte elde edilen değerden 2 kN yüksek çıkmıştır. Tampon sisteminin ayrıca CNCAP (Çin Yeni Araç Değerlendirme Programı)'a uygun olarak 50 km/h hızla rijit duvara tam önden çarpma simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Sonuç değerlendirmesinde pedal panelinin ezilmesi ve taşıtın B kolonunun pik ivmesi dikkate alınmıştır. Simülasyon ve testin sol ve sağ B kolonlarının ivme sonuçları kıyaslamasında eğriler oldukça benzerlik gösterirken pik değerlerinde sırasıyla %8 ve %2'lik bağıl hata farkları görülmüştür. Alüminyum alaşım malzeme kullanılarak ve kesit şekli ve boyutları değiştirilerek tampon kirişi ve darbe emiciler için optimize edilmiş bir model oluşturulmuş ve 3 nokta eğilme simülasyonu yapılmıştır. Başlangıçtaki çelik modele göre 1.40 kg ile %25'lik hafifleme sağlanırken 3 nokta eğilme testi simülasyonunda kuvvet-yerdeğiştirme sonuçları çok benzer çıkmıştır. Optimize edilmiş modelin başlangıç modeline göre sol ve sağ B kolonu ivme sonuç eğrilerinde yakın bir ilişki görülürken ivme pik değerleri de çok az bir farkla benzerdir. Sonuç olarak hafifletilmiş optimize modelde daha iyi bir kaza direnci sağlanmıştır [9].

Bir çalışmada ticari bir aracın ön tampon kaza direncini optimize etmek için 48 ve 8 km/h hızlarda rijit duvara çarpma simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Tampon kirişinin geometrik kısıtları sebebiyle ön tekerlek boşluklarının üst ve ön taraflarının arasına plaka yerleştirilmiştir. Gerçek testlerde motor kaputu menteşesinde meydana gelen çatlama simülasyonlarla doğrulanmıştır. Menteşe yüksek dayanımlı çelik malzeme ile değiştirilerek ve kaporta iç panelinin iskelet yapısında rijitliğini azaltıcı kesilmiş boşluklar oluşturulmuştur. Tampon kirişinde ve kaportada yapılan geliştirmeler sonucu enerji emilim değerlerinde 30 ila 65 ms aralığında %100'lük bir artış sağlanmıştır. Ayrıca tepki kuvveti sonuç eğrileri yaklaşık olarak aynı çıkmıştır.

Yapısal ve malzeme iyileştirmeleri sonucu menteşe çatlağı önlendiği gibi kaputun deformasyon modu değiştirilmiş, kaza enerji emilimi artırılmıştır [10].

Tampon sisteminin darbe enerjisi emilimini iyileştirmeyi ve tampon elemanlarında hafiflemeyi hedefleyen bir çalışmada NCAP'tan temin edilen tam ölçekli bir taşıt SEM'nde önden kaza simülasyonları yapılmış ve FOA (meyve sineği optimizasyon algoritması) kullanılarak optimizasyonlar gerçekleştirilmiştir. Klasik çelik ön tampon kirişe karşı kompozit bir kiriş farklı kalınlıklarda alternatifleri oluşturularak tasarlanmış ve optimize edilmiştir. Optimizasyonlarda HIC (baş yaralanma kriteri) değerinin azaltılması hedef olarak belirlenmiştir. Sonlu eleman modelinin doğrulanması için simülasyon sonuçları NCAP test sonuçları ile karşılaştırılmış, ivme-zaman ve kuvvet-yerdeğiştirme eğrilerinde genel bir uyum sağlanmıştır. Ön tampon kirişinin her bir kenar kalınlığının kaza direncinde ve ilave edilecek kompozit plaka kalınlığının da HIC'da kritik bir etkiye sahip olmaları sebebiyle optimizasyon değişkenleri olarak bu kalınlık değerleri belirlenmiştir. Tampon malzemesini, ilave kompozit elemanın malzemesini ve tampon kiriş kenarlarının kalınlık değerlerini değiştirerek elde edilen optimum sonuçlar ile orijinal tampon sistemi SEM simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. HIC'da %6,37 ve parça ağırlıklarında %4,84 azalma sağlanırken malzeme iyileştirmesi sayesinde enerji emilim sonuç değerlerinde 1,36 kat artış sağlanmıştır. Bu çalışmada kullanılan kombine tasarım metodu ile tampon yapı parametreleri optimize edilmiş ve yapısal tasarım ve mühendislik çalışmaları için yeni bir fikir ve örneklik sağlamıştır [11].

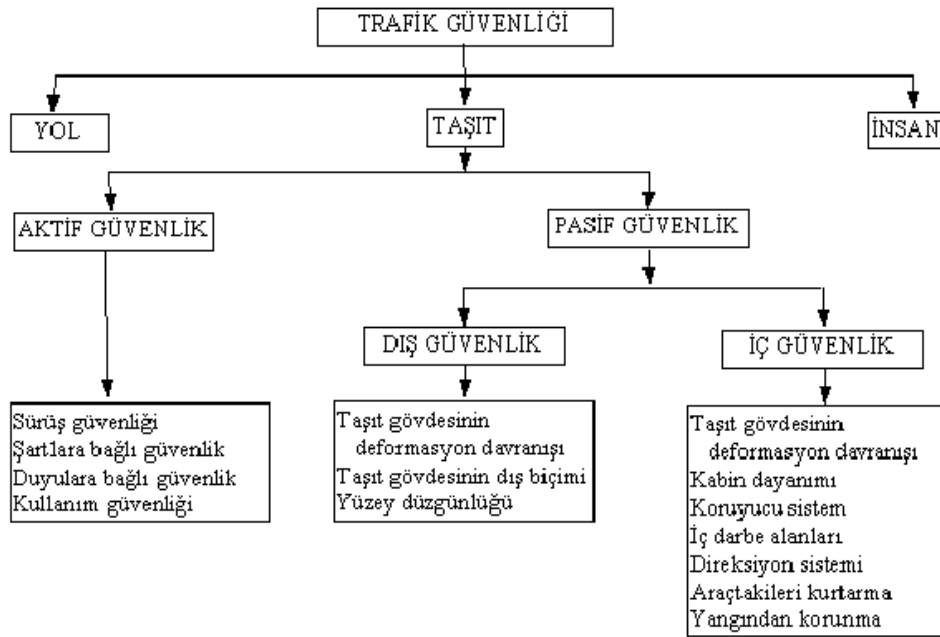
Diğer bir çalışmada taşıtın tampon kirişi, darbe emici ve ön raylardan oluşan ön tampon elemanları AA6060, TRIP800 ve DP800 alternatif malzemeler ile değiştirilerek ve alüminyum köpük ile doldurularak taşıt hafifletmesi ve kaza direnci optimizasyonunu hedeflenmiştir. Rijit ve hareketli bir bariyer düşük hız çarpışma simülasyonuna uygun olarak 20 km/h hızda ön tampon montaj modeline çarptırılarak LS-DYNA programında analizleri yapılmıştır. Tüm montaj modelinin tek malzemeli veya alternatif malzemelerin kullanıldığı çok malzemeli, 0,9-3 mm sac kalınlığı aralığında ve ayrıca takviye alüminyum köpüğün kullanılıp kullanılmadığı durumlar olmak üzere 50'ye yakın farklı test modelinin optimizasyonları gerçekleştirilmiştir.

Optimizasyon sonuçlarında tek malzemeli (yumuşak çelik) modelin enerji Emilimi, kaza pik kuvveti, ön göçme mesafesi ve toplam kütle azalması ortalama %11'lik iyileşmeler sağlanırken çok malzemeli ve dolgu modelin optimizasyon sonucu çok daha iyidir [12].

Sadece darbe emicilerin çarpışma direnci üzerine odaklanılarak yapılmış [3], [6] veya sadece darbe emici ve tampon kirişi ele alınarak çarpışma analizleri yapılmış [13] çalışmalardan ve bunların aksine tam ölçekli taşıtların sonlu eleman modelleri ele alınarak çarpışma analizlerinin yapıldığı [5], [7], [10], [11] çalışmalardan farklı olarak bu çarpışma analiz çalışmasında tampon kirişi, darbe emiciler ve şasi ön ray bağlantıları birlikte modellenmiştir. Ayrıca taşıt iskeleti basitleştirilmiş rijit bir kafes yapı olarak modellenip ön tampon sistemiyle bütünleştirilmiş ve üzerinden taşıtın gerçek ağırlık kuvvetinin etkimesi sağlanmıştır. Değişik analiz parametreleri dikkate alınarak yapılmış bu çarpışma analizi çalışmalarından farklı olarak bu çalışmada tampon elemanlarının sadece sac kalınlıklarına odaklanılmış ve bu kalınlıklar değiştirildiğinde çarpışma sonuçlarına nasıl etkidiği araştırılmıştır.

BÖLÜM 3. TAŞIT GÜVENLİK SİSTEMLERİ

Taşıtlarda bulunan güvenlik sistemleri aktif ve pasif olmak üzere ikiye ayrılırlar. Aktif güvenlik sistemleri, sürücünün kaza esnasında müdahale edebildiği ve taşıtın kaza esnasında/öncesinde sürücüye çeşitli uyarılar verebilen birimleri kapsar. Pasif güvenlik sistemleri ise daha çok taşıtın tasarım aşamasında belirlenip bir kaza gerçekleşmesi halinde taşıtın, yolcuların ve hatta çarpılan nesnenin en az zarara uğramasına sebep olacak şekilde taşıtın gövde ve tampon kısımlarındaki yapı elemanlarına ve yolcu kabinindeki birimlere uygulanan tedbirleri kapsamaktadır. Şekil 3.1.'de taşıt güvenliğinin tasnifi verilmiştir.

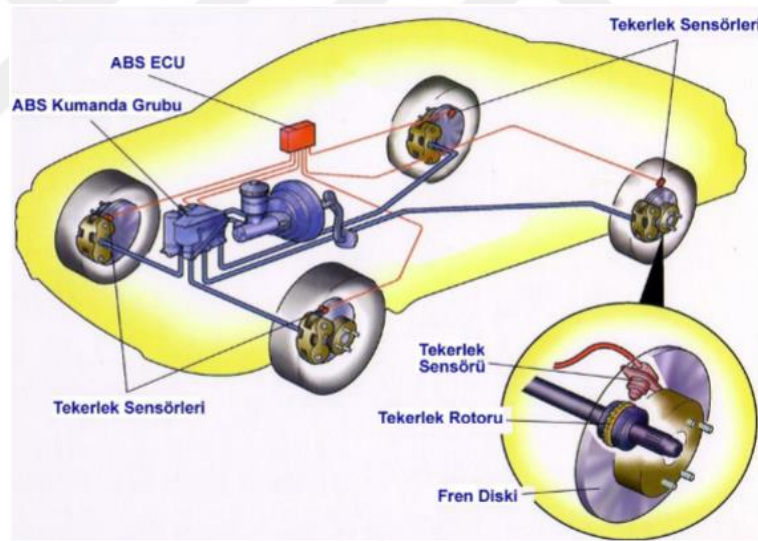


Şekil 3.1. Taşıt güvenlik sistemleri şeması [14].

3.1. Aktif Güvenlik Sistemleri

3.1.1. ABS (Kilitlenme önleyici sistem)

ABS'nin görevi, ani frenleme esnasında tekerleklerin kilitlenmesini önlemektir. Yani, ani frenleme esnasında oluşan taşıt hızı ile tekerlek devri arasındaki uyumsuzluk sebebiyle tekerleklerin bloke olmasını önler. ABS kumanda ünitesi, tekerlek hız sensörlerinden aldığı bilgileri değerlendirerek bloke olan tekerleğin fren hidrolik basıncını azaltmak veya çoğaltmak suretiyle tekerleklerin taşıt ile uyumlu şekilde frenlenmesini sağlar, bu şekilde taşıtın bloke olup kontrolden çıkmasının önüne geçilmiş olur. Her türlü frenleme şartlarında taşıtın dengesini ve sürücünün de direksiyon hakimiyetini kaybetmeden optimum frenleme sağlanmış olur. Şekil 3.2.'de ABS sistem elemanları ve bağlantıları gösterilmektedir.



Şekil 3.2. ABS fren sistemi [15]

3.1.2. ASR (Çekiş/Patinaj kontrol sistem)

ASR sisteminin çalışma mekanizması, ABS sistemi ile çok benzerdir ve bütünleşik çalışır. Her ikisi de lastik ile yol arasındaki doğrusal kuvvetin sürtünme eşiğini aşmamasını yani tekerleklerin kayma yapmadan hareketlerine devam etmesini sağlamayı amaçlar.

ABS frenleme esnasında devreye girerken ASR sistemi de tam aksine ani kalkış ve hızlanmalarda devreye girer. ASR, tahrik tekerlerindeki algılayıcılardan aldığı patinaj bilgisi sonrası öncelikle patinajı durdurmak için fren sistemini çalıştırarak momenti düşürür ve eğer patinaj hala devam ederse motor kumanda birimine patinaj bilgisi gönderir ve böylece gaz keleşi ve ateşlemelere elektronik müdahale edilerek motor gücü düşürölür. Taşıtın hızlı kalkış anında patinaj yapması yani tekerlerin bloke olması bu suretle önlenmiş olur.

3.1.3. ESP (Elektronik dengeleme sistemi)

ABS ve ASR güvenlik sistemleri taşıtın kalkış ve frenlemelerde taşıtın kaza karşı güvenliğini artırırsa da her türlü yol ve sürüş şartlarında güvenliğin sağlanması gerekmektedir. Yani sadece kalkış ve duruşlarda değil taşı hareket halindeyken de benzer bir güvenlik sistemi devrede olması gerekir ki bu ESP sistemidir. Taşıtın yanal güvenliğini yani sürücünün hareketlerine göre taşıtın tepkisini ölçüp yönlenmesini kontrol altında tutan bir sistemdir. Kullanıcının taşıtı sürdüğü yön ile taşıtın hareketi arasında fark oluşursa (genellikle ani girilen virajlarda karşılan bir durum) sistem bunu algılayarak devreye girer ve tekerleklerin sürücünün istediğı yöne gelmesini sağlar ki böylece savrulma, kayma gibi aracın kontrol dışı hareketleri önlenmiş olur. ESP sistemi bu görevini gaz keleşini kumanda ederek ve taşıt tekerlerini ihtiyaca göre birbirinden bağımsız frenleyerek gerçekleştirir [15].

3.1.4. EPS (Elektronik kontrollü direksiyon sistemi)

Hidrolik direksiyon sistemlerindeki hidrolik pompa yerine elektronik kontrollü bir servo motoru kullanan bu sistemde araç yön kontrolü için; direksiyona uygulanan tork, direksiyon simit açısı, taşıt hızı gibi gerekli veriler ECU'da (elektronik kontrol ünitesi) toplanır. ECU bu verileri kontrol algoritmaları ile değerlendirir ve bir çıkış sinyali üreterek elektrik motorunun torkunu belirler. EPS sistemi park manevralarında direksiyonu hafifleterek ve yüksek sürüş hızlarında sertleştirerek sürüş güvenliğini artırır [16].

3.1.5. AEB (Otonom acil frenleme)

Sürücünün geç veya yetersiz frenleme yapması sebebiyle, yol ve hava şartlarından kaynaklı veya diğer trafik unsurlarının hareketlerine bağlı olarak gelişen kazalara yönelik üreticiler ya tamamen kazayı önleyici veya kaza şiddetini en aza indirmeye yardımcı olacak çeşitli teknolojiler geliştirmiştir. Bunlardan biri olan AEB sistemi, tehlikeli durumları önceden fark edip sürücüyü uyararak kazayı önlemeyi veya kaçınılmaz haldeki çarpışmalarda taşıtın çarpma hızını düşürerek hasarı en aza düşürmeyi amaçlamaktadır. Çoğu AEB sistemi, önündeki çarpışma nesnelerini belirlemek için radar, kamera ve/veya lidar (ışık algılama ve mesafe ölçme) bazlı bir teknoloji kullanır ve bunlardan aldığı verileri taşıtın seyir hızı ve istikameti gibi bilgilerle birlikte değerlendirerek tehlikeli bir durumun meydana gelip gelmeyeceğini belirler [17].

AEB sistemi; şehir içi, şehirlerarası ve yaya olmak üzere 3 farklı senaryoya göre değişik özelliklerde olabilir. Şehir içi düşük hızlarda aracın 6-8m önünde bir nesne olup olmadığını algılamak için genellikle lidar sensörü kullanılır. Eğer bir nesne varsa frenlere ön şarj uygulanır ve sürücüye yardımcı olunur, ancak sürücü bir tepki vermezse otomatik frenleme ile kazadan kaçınılmaya çalışılır. Şehirlerarası yüksek hızlarda ise sistemin uzun mesafeleri (genellikle 200 m) algılayabilmesi için radarlar kullanılır. Bir kaza tehlikesi algılandığında ilk önce sürücüye bir uyarı sinyali verir, sürücü tepki vermezse ikinci bir uyarı sinyali verilebilir (fren silkelemesi veya emniyet kemeri gerilmesi), sürücü yine tepki vermezse sistem sert frenleme yapar. Yaya yönelik olarak ise taşıt üzerinde ileriye doğru bakan kameralardan gelen görüntü insan özelliklerini tanımlamak için analiz edilir. Yayanın hareket yolu taşıtınkine göre hesaplanarak çarpışma tehlikesi olup olmadığı belirlenir, tehlike saptanırsa sistem tam güç fren yapar ve sürücüye uyarı verir. Bu sistemler genellikle radar ile birleştirilmiş kamera kullanırlar [18].

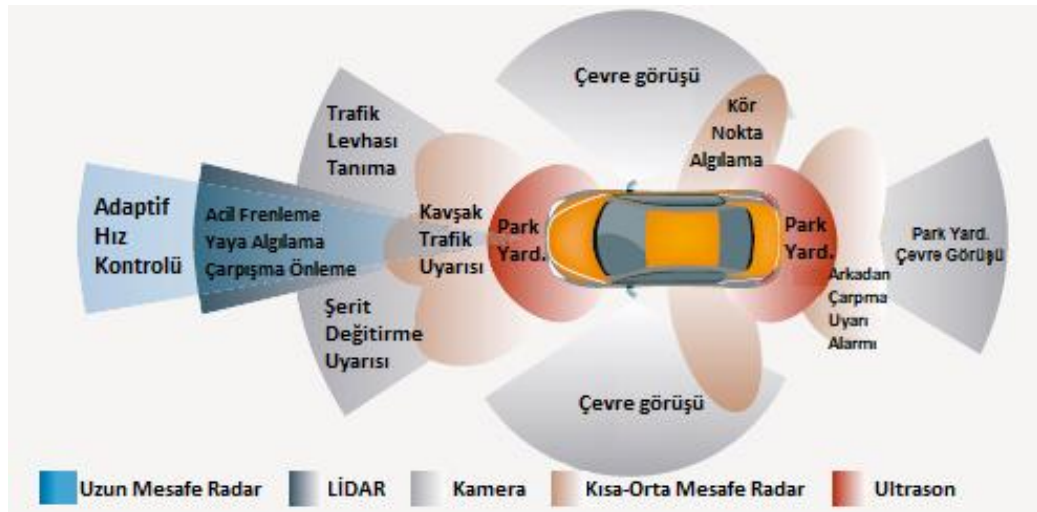
3.1.6. Gelişmiş sürücü yardım sistemleri

Ön çarpışma önleyici sistem, kamera ve lazer sensörleri kullanarak yoldaki diğer araçları algılar. Olası bir çarpışma durumunda sürücü sesli ve görsel olarak uyarılır. Gerekirse fren desteği devreye girer, sürücü buna rağmen frenlemede yetersiz kalırsa sistem araca otomatik frenleme yaptırır.

Şerit takip sistemi, kamera vasıtasıyla yoldaki şeritleri algılar. Sürücü sinyal vermeden şerit değiştirmeye kalkarsa sistem sesli ve görsel uyarı verir.

Yaya algılama özellikli ön çarpışma önleyici sistem, kamera, lazer sensörü ve milimetre radarı kullanarak olası bir çarpışmayı sürücüye sesli ve görsel olarak haber verir. Sürücü fren yaparsa fren kuvvetini artırır, eğer fren yapmazsa sistem araca otomatik frenleme yaptırır.

Uyarlanabilir seyir kontrol sistemi (ACC), araç sürücünün ayarladığı hızda giderken önüne seyreden aracın hızına göre güvenli bir takip mesafesinde kalarak hızlanır, yavaşlar veya durur [19]. Gelişmiş sürücü yardımcı sistemler Şekil 3.3.'te şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Gelişmiş sürücü yardım sistemleri [20].

3.2. Pasif Güvenlik Sistemleri

Pasif güvenlik sistemleri hem kaza anında hem de kaza olduktan sonra yolcuların hayati risklerini ve yaralanmalarını en aza indirmek için tasarlanan güvenlik elemanlarıdır. Aktif güvenlik sistemleri kazayı önleyemediği durumlarda pasif güvenlik elemanları devreye girer. Bu sistemler, aktif güvenlik sistemlerinin yetersiz kalması sebebiyle 1980’li yıllardan itibaren kazalarda yaşanan ölüm ve yaralanmaları önlemek üzere geliştirilmeye başladı.

3.2.1. Emniyet kemerleri

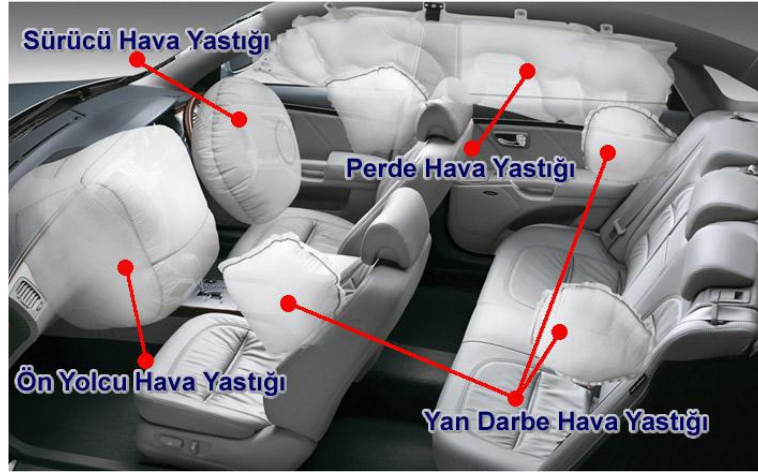
Emniyet kemerleri özellikle önden çarpmalarda kişiyi daha etkili korumaktadır. Emniyet kemeri kullanılmaması halinde, milisaniyeler içerisinde gerçekleşen kaza esnasında yolcu kabinindekiler çarpma öncesindeki hızlarını aynen devam ettirerek direksiyon, araç ön paneli veya ön camına şiddetlice çarparak durmak zorunda kalacaklardır ki bu ölümcül riskler taşımaktadır. Emniyet kemerleri pasif güvenlik elemanları içinde en etkili ve yaygın kullanıma sahip olanıdır. Emniyet kemeri kullanımı kaza anında çarpma etkisinin yolcuların bedenlerinin en güçlü bölümlerine yayılmasını sağlar. Yolcuların koltuktan fırlamasını önleyerek kafa ve omurilik yaralanmalarından koruyucu role sahiptir.

Sarma otomatiği mekanizmasına sahip atalet makaralı kemerler en sık kullanılan emniyet kemerleridir. Bu kemerlerin faydası, normal seyir anında kullanıcının vücudunun üst kısmına hareket serbestisi sağlarken kaza anında taşıtın ivme değişimi belli bir değere ulaştığında kemerin geri çekici makarası kenetlenerek yolcuların öne fırlaması önlenir [21].

Aktif gergili emniyet kemerleri, kaza anında yolcu hareket etmeden önce kemerin fazladan boşluğunu almak için ortaya çıkmıştır. Klasik kemerlerde kaza anında dokuma kuşağın uzaması engellenirken ön gergili sistemlerde kuşak mekanizma içine doğru toplanır. Ani yavaşlama veya darbeyi algılayan merkezi işlemci ön gergi sistemini ve ardından hava yastıklarını devreye sokar.

3.2.2. Hava yastıkları

Hava yastıklarının temel görevi taşıtın seyir esnasında karşılaşılabileceği çeşitli kazalarda yolcuların bedenlerini darbe, saplanma, ezilme vb. zararlardan korumaktır. Ani kazalarda taşıt içerisindeki maruz kaldıkları ölümcül etkiye sahip yüksek tonajlı darbe kuvvetleri hava yastıkları tarafından absorbe edilir. Hava yastıklarında gaz kaynağı olarak 1968’de geliştirilen sodyum azid içeren tüpler kullanılmaktadır. Aracın darbe sensörü belli bir hızın üstündeki (genellikle 20-25 km/h) kazalarda anında çarpmayı algılar ve hava yastığı tüpüne bir sinyal gönderir. Tüpün içindeki sodyum azid sinyalle oluşan küçük kıvılcımla çözünür ve azot gazı hava yastıklarını şişirir. Hava yastıkları temel olarak; ince naylon yastık, darbe sensörleri ve şişirme ünitesinden oluşur. Günümüzde araçlarda sürücü ve yolculara göre birkaç tip hava yastığı kullanılmaktadır: Direksiyon simidinin hemen altındaki sürücü hava yastığı, ön torpidonun üstündeki yolcu hava yastığı, koltuk başlarının yanında yan darbe hava yastığı, taşıtın kapı pencerelerini kaplayan perde hava yastığı ve diğer birkaç türü kullanılmaktadır. Şekil 3.4.’te taşıtlarda kullanılan hava yastıkları gösterilmektedir [22].



Şekil 3.4. Taşıtlarda kullanılan hava yastıkları [22].

3.2.3. Taşıt gövdesi kaza davranışı

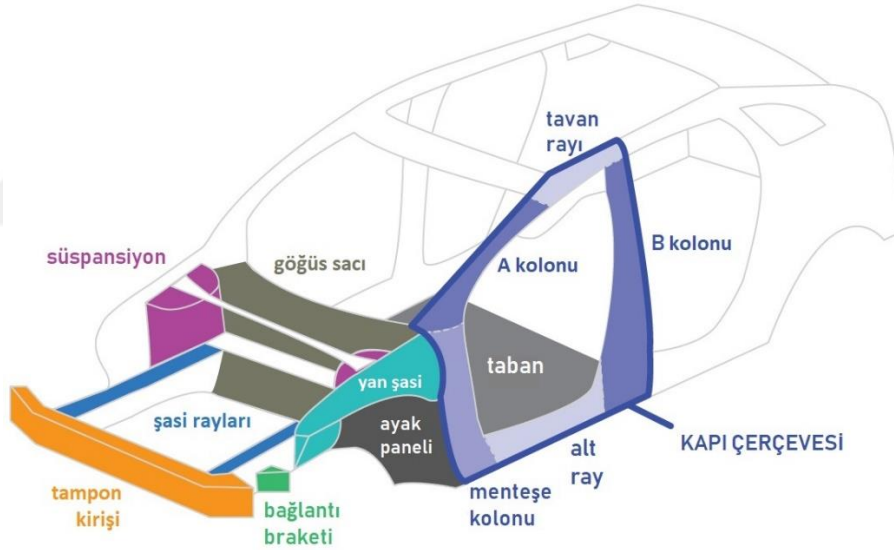
Amerika’da 1966 yılında çıkarılan Motorlu Taşıtlar Güvenlik Kanunu ile birlikte taşıtların kaza testlerini geçebilmesi için birtakım sınırlamalar getirilmiştir. Araç 48 km/h hızla sabit bir bariyere çarpması halinde yolcuların hayati yaralanmalara uğramamaları şart koşulmuştur. Ayrıca bu kaza testlerinde yetişkinler için tavsiye edilen sınırlandırmalar şöyledir:

- HIC (baş yaralanma kriteri) hesaplamasında kullanılan baş ivmesi maksimum değeri 1000 m/s^2 ’den küçük olmalıdır.
- TIC (göğüs kafesi yaralanma kriteri) hesaplanırken kullanılan maksimum göğüs ivme değeri 60 g’den düşük olmalıdır.
- Alt ekstremitte yaralanma kriterinde uyluk kemiğine gelen maksimum yük 10 kN’dan küçük olmalıdır.
- Yakıt deposunda sınırlı sızıntı olabilir.
- Kaza anında kapılar açılmamalıdır.
- Kazadan sonra kapılar yeterince açılabilmelidir.
- Ön camın koruduğu bölüme diğer taşıt parçaları girmemelidir.
- Direksiyon simidinin yatay kayma değeri 10 cm’den küçük olmalıdır.
- Yolcu mahallindeki kapaklar açılmamalıdır.
- Taşıt kabininin hayati hacim boyutları küçülmemelidir.

Bunlara ilaveten direksiyonunun sürücüye doğru yerdeğiştirmesi yasal olarak sınırlandırılmıştır. Önden ve yandan çarpmalarda deforme olabilmesi için direksiyon millerinin alt kısımları universal mafsallı, muhafazaları körüklü yapılmaktadır. Önden gelen çarpmalarda sürücünün ayağının en az hasara uğraması için pedal serbest bırakma sistemleri kullanılmaktadır. Kaza sonrası yakıt deposunun yanma riskini azaltmak için de ön deformasyon sacı kullanılmakta ve yakıt boruları deformasyon bölgesinin dışına alınmaktadır. Ayrıca yolcu kabiniinde yangın tehlikesini azaltmak için yanmaya dirençli malzemeler kullanılmaktadır.

3.2.4. Darbe emiciler

Taşıtın ön tamponunda yer alan darbe emici yapılar kaza anında taşıta oldukça düzgün bir yavaşlama ivmesi sağlamalıdır. Eskinin ağır gövdeleri yerine günümüzde üretilen taşıt gövdesi parçaları uzay kafes sistemine göre tasarlanan yüksek dayanımlı profillerden oluşmaktadır. Ön tampon yapı elemanları ise taşıt çarpışma kuvvetlerini yolcu kabine ulaşmadan önemli ölçüde sönümleyerek yolcuların hayati tehlikesini önlemeye yönelik tasarlanmaktadır. Özellikle boyuna uzanan darbe emici parçaları akordeon biçiminde deforme olarak enerji absorbe etmek üzere tasarlanmaktadır ki bu tasarım darbe emicilerin kesitleri, şekilleri, sac kalınlıkları ve ön tampon ile şasiye bağlanma biçimleri gibi faktörlere bağlıdır [14]. Şekil 3.5.'te taşıt iskeleti yapı elemanları gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Taşıt iskeleti yapı elemanları [23].

BÖLÜM 4. TAŞIT ÇARPIŞMA TESTLERİ

Bu bölümde şuan dünyadaki en geniş kapsamlı taşıt test değerlendirmeleri yapan derecelendirme kuruluşlarından EuroNCAP'ın tarihçesiyle birlikte taşıt çarpışma ve koruma testleri anlatılacaktır.

4.1. EuroNCAP'ın Tarihçesi

1997'de kurulan EuroNCAP Avrupa'daki çoğu araç için kullanıcılara güvenilir performans değerlendirmeleri sunmaktadır. Avrupa'daki çeşitli ülkelerden ve bölgesel hükümetlerden 12 temsilci üyeye sahiptir. Kuruluşunun 18. yılında 500'ün üzerinde farklı aracın derecelendirmelerini yayınlamış olan EuroNCAP, bu derecelendirmeler mini, aile, steysin, pikap, arazi tipi araçları ve son zamanlarda elektrikli araçları da kapsamaktadır. EuroNCAP'ın testlerini yapmaya başlaması, Avrupa mevzuatında ilk gerçekçi kaza testlerinin tanıtımıyla aynı döneme rastlamaktadır.

Başlangıç itibariyle EuroNCAP'ın üreticileri yasal şartları ihlal etmeye yöneltici özellikte tasarlanmış olması, daha sıkı ve çok sayıda test şartlarının uygulanmaya başlamasını ve araç güvenliğinde yeni derecelendirme alanlarının geliştirilmesini sağladı. Sanayinin artan şekilde daha güvenli araç üretme çabalarının bir sonucu olarak yetişkin yolcu korumasında 5 yıldız derecelendirmesine ulaşıldı. 2009'a kadarki üç ayrı derecelendirme sistemi bu yıldan sonra maksimum 5 yıldızlı tam güvenlik derecelendirmesiyle değiştirildi. Bu tam güvenlik derecelendirmesi; yetişkin, çocuk, yaya ve yeni bir alan olan güvenlik yardımcı teknolojilerinin koruma derecelendirmelerinin birleşiminden oluşmaktadır.

EuroNCAP tüketicilere her bir yeni aracı satın alırken ESC (elektronik denge kontrolü) sistemini belirtmeleri gerektiğini önemle tavsiye etmesinden sonra, özellikle 2009 yılı itibariyle, ESC tam güvenlik derecelendirmelerinin bir paçası haline geldi. ESC'nin kabul edilmesinden sonra en önemli aktif güvenlik sistemi olarak AEB (otonom acil frenleme) sistemi getirildi. EuroNCAP 2014 itibariyle AEB sistemini derecelendirme planına dâhil etti. Sürücüye taşıt hızını istediği bir sınıra sabitleme özelliği sunan hız yardımcı sistemleri (SAS) için EuroNCAP 2013'te hız sınırlama protokolünü ilave etti.

Şeffaf ve nesnel bir bilgi ağı olmadan kullanıcıların taşıtlarından ne kadar bir güvenlik bekledikleri veya bu güvenlik beklentilerinin trafikte ne kadar karşılanıp karşılanmadığı gibi insanların araç güvenliklerini bilme ve değerlendirme haklarını temin etmek mümkün değildir. Buradan hareketle EuroNCAP karşılaştırmalı güvenlik testlerini sürekli yapmakta ve üreticilere ve tüketicilere taşıtların güvenlik seviyelerini garanti etmeye devam etmektedir [24].

4.2. EuroNCAP Çarpışma ve Koruma Testleri

4.2.1. Önden çarpma testleri

Önden çarpma testleri, rijit bariyere tam genişlikli/çakışmalı önden çarpma ve deforme olabilen bariyere %40 ofsetli çarpma olmak üzere 2 tiptir. Şekil 4.1.'de önden çarpma testleri basitleştirilmiş halde gösterilmektedir.

Rijit bariyere tam genişlikli önden çarpma testleri 50 km/h hızda, taşıtın sürücü ve arka yolcu koltuğuna 57 kg ağırlıklı bayan mankenler ve bagaja da 36 kg yük yerleştirilerek icra edilir. Rijit duvar betonarme malzemeden olup en az 70 ton olacak bir kalınlığa sahip olması, 3 m'den daha dar ve 1,5 m'den daha alçak olmaması gerekmektedir.

Sürücü ve yolcu mankenler ve taşıt üzerinde sırasıyla 43, 25 ve 5 adet olmak üzere toplam 73 adet test veri toplayıcıları bulunur.

Bu veri toplayıcı hatlar vasıtasıyla mankenlerin baş, boyun, göğüs, leğen kemiği, kalça, bel ve bacak noktalarından ivme, moment, kuvvet ve yerdeğiştirme değerleri ölçülür. Mankenlerin baş, boyun, göğüs, leğen kemiği, kalça, bel ve bacak kemikleri noktalarından ivme, moment, kuvvet ve yerdeğiştirme değerleri ölçülür. Taşıtta ise B kolonları, sürücü ve yolcu emniyet kemerleri üzerinden ivme ve kuvvet değerleri ölçülür. Veri toplama ünitesi çarpma temas anına ($t=0$) mümkün olan en yakın anda dijital veri kaydı almaya başlatılır [25].

Deforme olabilen bariyere %40 ofsetle önden çarpışma testleri ise 64 km/h hızda, sürücü ve ön yolcu koltuklarına 88 kg ağırlıklı yetişkin mankenleri ile arka koltuklara 23 ve 36 kg ağırlıklı çocuk mankenleri yerleştirilerek gerçekleştirilir. Yerden yüksekliği 200mm olması gereken deforme olabilen bariyer beton bir bloğun önüne sabitlenir.

Sürücü, yolcu, çocuk mankenlerin ve aracın üzerinde sırasıyla 39, 39, 30, 13 ve 7 adet olmak üzere toplam 128 adet veri toplayıcı bulunur. Yine tam genişlik çarpışmasında olduğu gibi mankenlerin ve aracın belirtilen noktalarından ivme, kuvvet, moment ve yerdeğiştirme değerleri ölçülür [26].



Şekil 4.1. Taşıt önden çarpma testleri [27].

4.2.2. Yandan çarpma testleri

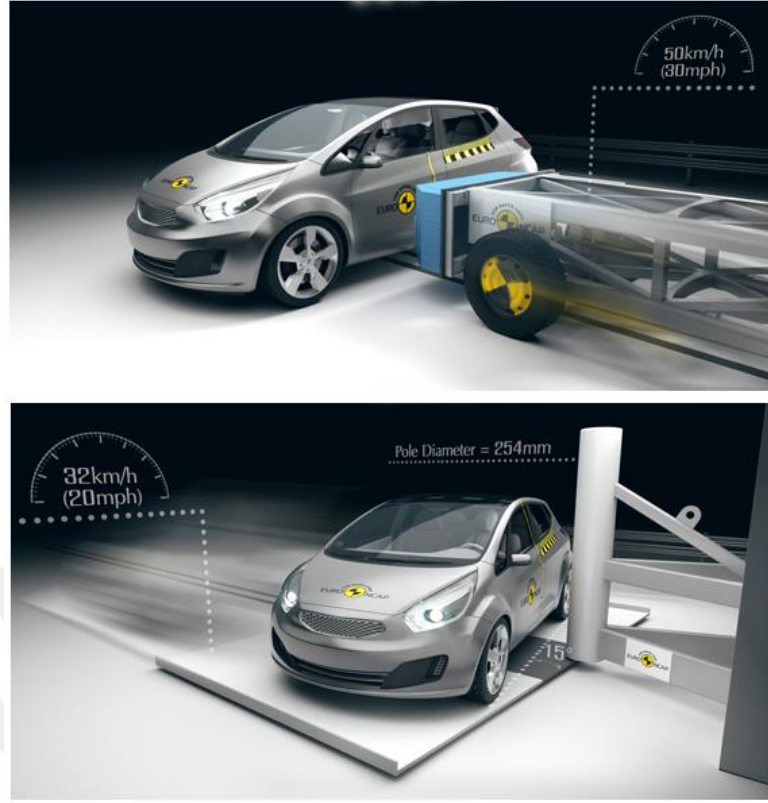
Yandan çarpma testleri, hareketli deforme olabilen bariyerin yandan tam dik çarpması ve sabit sütuna yandan eğimli çarpma olmak üzere 2 tiptir. Şekil 4.2.'de yandan çarpma testleri basitleştirilmiş halde gösterilmektedir.

Hareketli deforme olabilen bariyer yandan çarpma testleri 50 km/h hızda, 75 kg'lık sürücü mankeni ve arka koltuklara 36 ve 23 kg'lık çocuk mankenleri yerleştirilerek yapılır. Bagaj yükü ise arka ve ön aks yükleriyle birlikte 100 kg'ı geçebilmektedir.

Özellikle sürücü mankeninin baş, üst boyun, omuz eklemi, kürek kemiği, göğüs kemiği, karın boşluğu, bel ve leğen kemiği gibi noktalarına 35 adet, çocuk mankenlerin üzerine 30 ve 13 adet, taşıtın b kolonu ve bataryası üzerine 2 adet ve bariyer taşıyıcının ağırlık merkezine 1 adet olmak üzere toplam 81 adet veri toplayıcı yerleştirilir. Bu veri toplayıcılar bağlı oldukları noktalardan ivme, kuvvet, moment ile doğrusal ve dönme yerdeğiştirme değerlerini ölçer.

Deforme olabilen bariyer ile taşıyıcısının ağırlığı 1300 kg'dır. Bariyerin yüksekliği, alt ve üst deforme olan blokların kesişim kenarı yerden 550 mm olacak şekilde ayarlanır. Bariyer taşıyıcısının dingil açıklığı 3000 mm, ön ve arka palet genişliği 1500 mm'dir [28].

Rijit direğe yandan eğimli çarpma testleri, 32 km/h hızda, 75 kg'lık sürücü mankeni ve 136 kg'ı geçmeyen bagaj ağırlıkları kullanılarak gerçekleştirilir. Taşıtın rijit direğe çarpma referans, hem sürücü başının merkez noktasından geçecek şekilde taşıt boyuna eksenine ile 75° açı yapar. Sürücü manken üzerine 35, taşıt üzerine 2 ve taşıyıcısının üzerine 1 adet olmak üzere toplam 38 adet veri toplayıcı yerleştirilir. Rijit direk 254 mm çaplı metal bir yapıya sahiptir. Test esnasında taşıyıcısının ivmesi $1,5 \text{ m/s}^2$ 'yi aşmamalıdır [29].



Şekil 4.2. Taşıt yandan çarpma testleri [27].

4.2.3. Boyun koruma testi

Boyun yaralanmaları ikincil yaralanma türü olarak sınıflandırılrsa da motorlu taşıt kazalarında çok sık görülen bir yaralanmadır. Kaza verileri, çoğu boyun yaralanmasının 16 km/h hız değişiminin olduğu arkadan maruz kalınan çarpmalarda gerçekleştiğini göstermektedir. NCAP testleri de, çeşitli hızlardaki arkadan çarpmaları simüle eden 3 dinamik kızak testinden meydana gelmektedir. Bu testler, yüksek, orta ve düşük şiddetli 3 darbeyi belirtmektedir. Şekil 4.3.'te boyun koruma testi basitleştirilmiş olarak gösterilmektedir.

Bu koruma testinin amacı, boyun yaralanmasının önlenmesini en pratik şekilde değerlendirmek için koltuk ve başlık montajlarını test etmektir. Bu testlerde, gerçek şartlarda en iyi boyun yaralanma korumasını sağlayacak şekilde koltuk başlığının aşırı baş hareketini önlemek veya hafifletmek üzere nasıl konumlandırılıp konumlandırılmayacağı belirlenir.

Bu testte, başlık temas anı (T-HRC), alt boyun bölgesinin üzerindeki yük hücrelerinin her iki tarafından ileri yönde ivmeleri (T_1-X), üst boyun kesme ve çekme kuvvetleri (F_x ve F_z), ileri yönünde baş tepme hızı, boyun yaralanma kriterinin (NIC) hesaplanması için kafa arkası bağlantısından alınan x yönündeki hız ve ivmeleri, N_{km} hesaplanması için arka ve öne doğru ilerleme kuvveti ve dönme momentleri gibi boyun ve çevresinden ölçülen sonuç değerleri hesaplanarak değerlendirme yapılmaktadır [30].



Şekil 4.3. Boyun koruma testi [27].

4.2.4. Yetişkin yolcu koruması

Yetişkin yolcu koruması değerlendirme skoru, taşıt önden ve yandan çarpma testleri ve boyun koruma testi olmak üzere 5 farklı testin sonuçları baz alınarak belirlenir. Ofsetli önden çarpma testlerinde yetişkin sürücü mankenin korunma sınır değerleri şu şekildedir:

- Baş kısmı için en kötü performansta HIC sınırı ve 3 ms sonunda baş ivmesi sınırı sırasıyla 700 ve 80 g'dir.
- Boyun yaralanması için yine en düşük performansta sınır değerleri; kesme kuvvetinde 3,1 kN (0 ms), 1,5 kN (25-35 ms), 1,1 kN (45 ms), çekme kuvvetinde 3,3 kN (0 ms), 2,9 kN (35 ms), 1,1 kN (60 ms), uzama momentinde 57 Nm'dir.
- Göğüs kısmı için %25'ten fazla yaralanma riski taşıyan en düşük performansta sınır değerleri; göğüs ezilmesinde 42 mm, viskoz ölçüsü 1 m/s'dir.

- Diz, kalça ve leğen kemiği için düşük performansta sınır değerleri; kalça kemiğinde 9 kN (0 ms) ve 7,56 kN (>10 ms), kritik bağ doku hasarı riski taşımak üzere dizde kayma ezilme yerdeğiştirmesi 15 mm'dir.
- Alt bacak bölgesi için yine düşük performansta %10 kırılma riskini taşımakla beraber sınır değerleri; kaval kemiği indeksi 1,3 ve ezilme kuvveti 8 kN'dur.
- Ayak/Bilek kısmı için kötü performansta sınır değeri; pedalın geri yönde yerdeğiştirmesi 200 mm'dir.

Tam genişlikli önden çarpma testlerinde ise yetişkin sürücü mankenin korunma sınır değerleri şu şekildedir:

- Hem sürücü manken hem arka koltuktaki yolcu için en düşük performansta HIC sınırı ve 3 ms sonunda baş ivmesi sınırı sırasıyla 700 ve 80 g'dir.
- Boyun yaralanması için yine düşük performansta sınır değerleri; kesme kuvvetinde 1,95 kN, çekme kuvvetinde 2,62 kN ve uzama momenti 49 Nm iken yalnızca sürücü için korunma sınırları kesme kuvvetinde 2,7 kN, çekme kuvvetinde 2,9 kN ve uzama momentinde 57 Nm'dir.
- Göğüs kısmı için en düşük performansta sınır değerleri; göğüs ezilmesinde 42mm, viskoz ölçüsü 1m/s dir.
- Diz, kalça ve leğen kemiği için en düşük performansta sınır değerleri; kalça kemiğinde ezilme kuvveti sınırı 6,2 kN'dur.

Yandan bariyer çarpması ve rijit direğe yandan eğimli çarpma testlerinde yetişkin sürücü mankenin baş, göğüs, karın boşluğu ve alt karın bölgelerinde korunma sınır değerleri şu şekildedir:

- Taşıt yandan darbe testinde baş kısmı için en düşük performanslı HIC sınırı ve 3ms sonunda baş ivmesi sınırı sırasıyla 700 ve 80 g'dir.
- Rijit direğe yandan çarpma testinde baş kısmının korunmasında; HIC sınırı ve baş ivmesi pik değerleri sınırı sırasıyla 700 ve 80 g'nin altında olmalıdır.
- Göğüs için taşıta yandan darbe testinde düşük performanslı durumda, yanıl ezilme 50 mm'dir.

- Rijit direğe yandan çarpma testinde düşük performanslı durumda göğüs için, yanal ezilme sınır değeri 55 mm'dir.
- Karın bölgesi için düşük performansta korunmada; yanal ezilme sınır değeri 65 mm'dir.
- Alt karın bölgesi için düşük performansta, kasık bitişme kuvveti 2,8 kN'dur.

Koltuk boyunluğu koruma testlerinde yetişkin mankenin boyun ve çevresinden ölçülen korunma sınır değeri düşük, orta ve yüksek şiddetli darbe testleri için sırasıyla şu şekildedir [31]:

- NIC değeri: 18,30 (düşük), 27 (orta), 25,50 (yüksek)
- N_{km} değeri: 0,50, 0,69, 0,78
- Tepme hızları: 4,7 m/s, 5,2 m/s, 6 m/s
- Üst boyun kesme kuvvetleri: 187 N, 290 N, 364 N
- Üst boyun çekme kuvvetleri: 734 N, 900 N, 1024 N
- T_1 ivmeleri: 14,1 g, 15,55 g, 17,8 g
- T-HRC anları: 95 s, 92 s, 92 s

4.2.5. Çocuk yolcu koruması

Kullanıcılara test sonuçları hakkında daha açık bilgi sunmak için EuroNCAP çocuk yolcu koruma değeriendirmesine 2003 yılında başladı. Çocuk koruması 2009 yılı itibariyle de tam güvenlik derecelendirmesinin tamamlayıcı bir parçası oldu. Daha öncesinde 18 aylık ve 3 yaşındaki çocuk mankenler kullanılırken 2016 yılında bunların yerine 6 ve 10 yaşındaki çocuk mankenler (Q6 ve Q10) kullanılmaya başlandı.

Çocuk yolcu koruma değeriendirmesinin amacı bir kaza anında çocukların yetişkin yolcularla eşdeğer ölçüde korunmalarını sağlamaktır. Önden ve yandan kaza testlerinin sonuçları 3 bakımdan değeriendirilir:

- Araç bazlı değeriendirme
- Çocuk koruma sistemlerinin (CRS) sorunsuz kurulumu

- Dinamik koruma değerlendirmesi

Araç bazlı değerlendirme, 3 noktalı emniyet kemerinin bulunması, CRS bilgilendirme kitapçığının sağlanması, oturma pozisyonlarında emniyet kemeri kullanılarak Universal CRS'nin nasıl kurulup kurulamayacağını anlatan bir tablo, n ve arkadaki hava yastıklarının ne zaman aktif olup olmadığının belirtilmesi vb. birçok konuyu kapsamaktadır. ocuk koruma sistemi değerlendirmesi ise üreticilerin önerdiği koltuklar ve CRS kurulum pozisyonları ile bunların puanlandırması hakkındadır.

Dinamik değerlendirmeler, ofsetli n darbe ve yan darbe testlerinde CRS için ve ocuk manken için kaydedilen sonuçlar üzerinden yapılır. n darbe testinde Q6 ve Q10 mankenlerin vücut kısımlarının sınır değerleri şöyledir:

- Başın HIC korunma sınır değeri 800, 3 ms içinde ivme sınır değeri 80 g'dir. Baş sapması en kötü performansta Q6 ve Q10 için 550 mm dir.
- st boyun için sınır çekme kuvvet değeri 2,62 kN iken uzama momenti Q6 için 36 Nm ve Q10 için 49 Nm'dir.
- Göğüs kısmı için 3 ms'lik ivme sınırı Q10 için 55 g'dir. Q6 için uygulanamaz. (Göğüs ivme sonuçlarında n gerdirmeli emniyet kemeri sebebiyle oluşan pik değerleri dikkate alınmaz.)
- Alt karın bölgesi için de uygulanamaz.

Yan darbe testlerinde belirli vücut bölgelerinin sınır değerleri şöyledir:

- Baş kısmında sert darbe olması halinde HIC korunma son sınırı 800'dr, sert darbe yoksa 3 ms'lik ivme cevabı korunma sınırı olan 80 g dikkate alınır.
- st boyun bölgesinde tepki kuvveti düşük performansta sınır değeri Q6 için 2,4 kN ve Q10 için 2,2 kN'dur.
- Göğüs kısmında 3 ms'lik tepki ivmesi sınırı düşük performansta 67 g'dir.

Puanlandırmada, dinamik test maksimum 24 puanla en yüksek paya sahipken, CRS kurulumu ve araç bazlı değerlendirme maksimum 12 ve 13 puanla yaklaşık aynı paya sahiptirler [32].

4.2.6. Yaya koruması

Yaya koruma değerlendirmesi darbe testi ve AEB testi sonuç verileri kullanılarak yapılır. Darbe testleri, baş, üst bacak ve alt bacak kısımlarının şekillerine sahip 3 ayrı darbe üreticisiyle yapılan darbe testlerinden meydana gelir. Şekil 4.4.'te yaya koruma testleri gösterilmektedir.



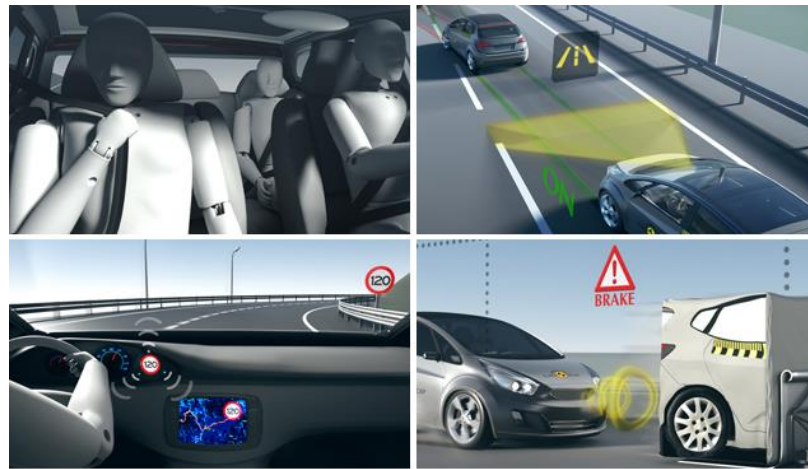
Şekil 4.4. Yaya koruma testleri [27].

Baş için yapılan darbe testinde HIC değeri kıstas alınır. HIC için belirlenen aralık değerleri ve karşılık renk sınırları şöyledir: 650 altı yeşil, 650-1000 arası sarı, 1000-1350 arası turuncu, 1350-1700 arası kahverengi, 1700 üstü en kötü sınır olarak kırmızıdır. Üst bacak şekilli darbe üreticisiyle yapılan testte kötü performansta sınır değerleri şöyledir: Eğilme momenti 350 Nm, toplam kuvvet 6 kN. Alt bacağı temsil eden darbe testinde en düşük performansta sınır değerleri ise şöyledir: Kaval kemiği eğilme momenti 340 Nm, iç yan bağ (MCL) uzaması 22 mm, ön/arka çapraz bağ (ACL/PCL) uzaması 10 mm'dir.

Puanlamada, baş için ölçülen HIC değerlerine, gerçek test değeri ile tahmin edilen değerin birbirine oranlanmasıyla elde edilen bir düzeltme faktörü uygulanır. Baş darbe test sonuçlarını değerlendirmek üzere, sonuç verileri ve puanlamaya göre oluşturulan ızgara bölüntülü puanlama tabloları kullanılır. Tahmin edilen ve elde edilen sonuçlar doğrulama faktörü de kullanılarak toplam puan elde edilir. Toplam puan da toplam ızgara bölüntü sayısına bölünerek bir yüzde değeri elde edilir. Bu yüzde ise test için ulaşılabilecek en yüksek puanla çarpılarak testin sonuç puanı elde edilir. Üst ve alt bacak bölgeleri darbe testlerinde elde edilen sonuçlar da benzer şekilde hesaplanan toplam puan, ızgara bölüntü sayısına bölünerek yüzdesi alınır ve bu yüzde testlerin elde edilebilecek maksimum puanlarıyla çarpılarak sonuç puanı bulunur [33].

4.2.7. Güvenlik yardımcıları

Taşıt güvenlik yardımcı sistemleri değerlendirmesinde ele alınan emniyet kemeri hatırlatıcı, şerit destek sistemi, hız yardımcı sistemi, şehirlerarası otonom acil frenleme sistemi sırasıyla Şekil 4.5.'te basit olarak gösterilmektedir. Bu sistemlerin değerlendirmeleri, yıkıcı çarpma testlerine ihtiyaç olmadığından EuroNCAP'ın onayladığı performans gerekliliklerine bağlı olarak gerçekleştirilir. Değerlendirme protokolünde genel olarak, sistemlerin bileşenleri, bileşenlerin işlevsel özellikleri, alt birimlerin çalışma aralık değerleri ve işlevsel toleransları, uyarı verici birimler ve kullanıcı ara yüzü gibi konular tanımlanıp gereksinimleri açıklanmaktadır [34].

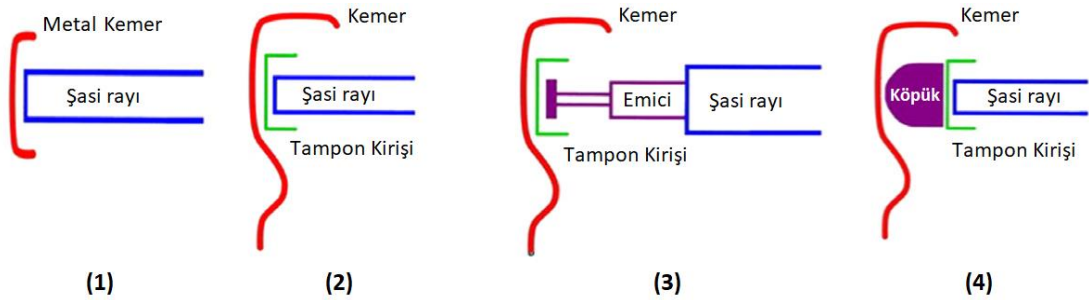


Şekil 4.5. Güvenlik yardımcı sistemler [27].

BÖLÜM 5. ÖN TAMPON SİSTEMİ MODELLEME

Birçok yapısal uygulamada darbe yüklerine karşı koruma amaçlı kullanılan ince cidarlı tübüler elemanlar, otomotiv sektöründe tampon kirişi gibi şok/darbe emici elemanlarda kullanılmaktadır. Tampon kirişleri, braketler vasıtasıyla taşıtların arka ve ön taraflarına yerleştirilmektedir. Bu yapısal elemanlarda (tampon kirişi, braketler/darbe emiciler), kaza esnasında taşıtın uğrayacağı hasarı ve yolcuların yaralanma riskini azaltacak tasarımlara ihtiyaç duyulmaktadır. Tampon şok/darbe emici yapılarının darbe yükleri altında gösterdikleri dirence “kaza direnci” denir. Tampon kirişi ve darbe emici elemanların kaza performanslarının daha iyi hale getirilmesiyle taşıtın diğer yapı unsurlarına doğru yayılan kaza etkileri azaltılmış böylece taşıt hasarının artması ve ciddi yolcu yaralanmaları önlenmiş olur [35].

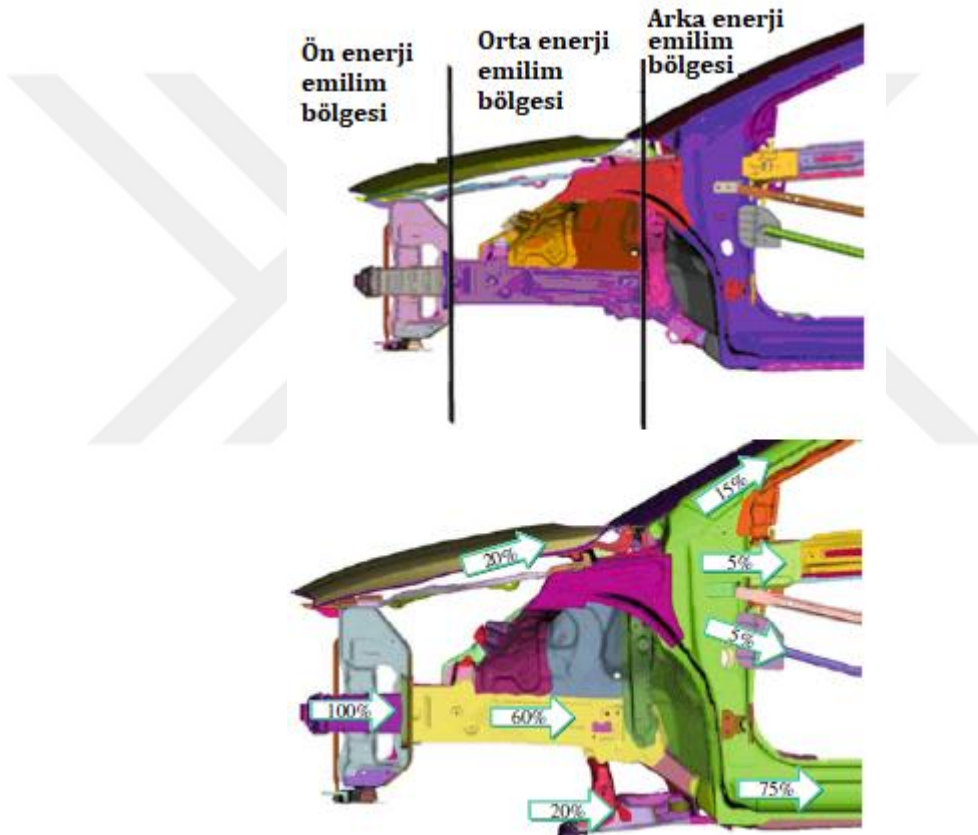
Tampon sistemleri, düşük hızlı çarpışmalarda taşıta gelen darbe enerjisini emmek ve yüksek hızlı çarpışmalarda bu enerjiyi dağıtmak üzere tasarlanmaktadır. Tampon sistemi şu 3 temel elemandan oluşmaktadır: Kemer (plastik dış cephe), tampon kirişi, enerji emiciler. Şekil 5.1.’de tampon sistemi tipleri gösterilmektedir.



Şekil 5.1. Tampon sistemi tipleri [36].

Tampon sistemi seçiminde; hafiflik, imal edilebilirlik, şekillendirilebilirlik, maliyet gibi etkenlerin dışında yüksek hızlı çarpışmalarda taşıtın sağlam kalabilme ve tamponun enerji emme kabiliyeti en önemli iki etkendir [36].

Bir taşıtın tüm yapı unsurlarını modellemek ve sonlu eleman analizini yapmak ciddi bir iş yükü ve zaman gerektirdiği gibi yüksek işlemci kapasiteli ileri seviye bilgisayar donanımlarını da gerektirmektedir. Bu sebeple analizlerde kullanılacak modelin gerçek sistemi ifade edecek şekilde basitleştirilmesi gerekmektedir. Bu gereklilikten hareketle Şekil 5.2.'de gösterilen bir taşıtın kaza esnasında yapısal elemanları üzerindeki enerji emilim bölgelerine ve kuvvet iletim oranlarına baktığımızda en önemli 3 ön tampon elemanının önden arkaya doğru sırasıyla ön tampon kirişi, darbe emiciler (braketler) ve şasi ön rayları olduğu görülmektedir.



Şekil 5.2. Taşıt önü enerji emilim bölgeleri ve kuvvet dağılım oranları [37].

Bu sebeplerden dolayı bir taşıtın ön tampon kirişi, darbe emicileri ve ön şasi raylarının bağlantıları modellenmeye başlanmıştır.

5.1. Ön Tampon Kirişı ve Darbe Emiciler

Hâlihazırdaki bir otomobilin ön tampon elemanları incelenmiş ve gerçek boyutlarına uygun olarak modelleme işlemine geçilmiştir. Modellemesi yapılan ön tampon kirişi ve darbe emicilerin taşıt üstündeki ve sökülmüş ayrık haldeki görüntüleri Şekil 5.3.'te verilmektedir. Tampon kirişi ile sağ ve sol yandaki darbe emiciler birer adet dikey cıvata ile birbirine bağlantı halindedir. Tampon kirişi de darbe emici braketler de taşıtın boyuna orta eksenine göre simetrikler. Darbe emiciler üzerinde eğrisel iç ve dış bükey kısımlar vardır. Bu şekilsel özellik darbe emicilerin darbe anında düzgün bir deformasyona uğramaları içindir. Böylece yolcular için yaralanma riski oluşturan ilk çarpma anı pik tepki kuvvetleri dengelenerek kararlı bir tepki kuvveti cevabının oluşması hedeflenir.



Şekil 5.3. Taşıt ön tampon kirişi ve darbe emici

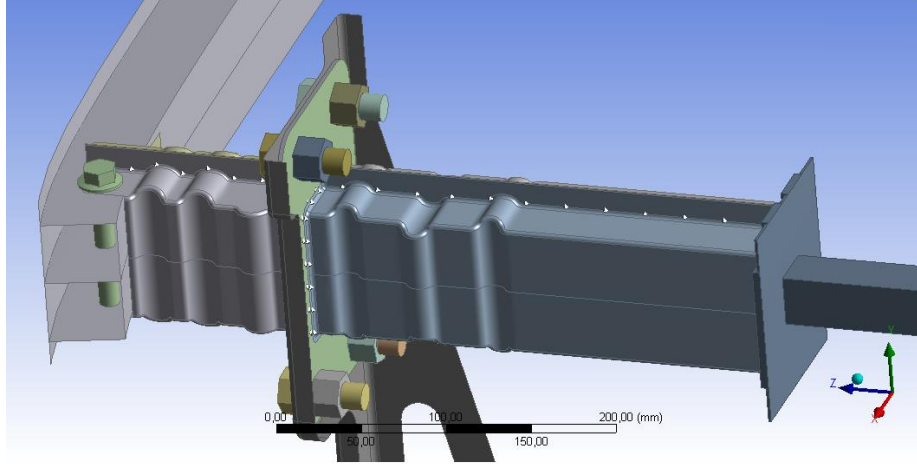
5.2. Şasi Ön Ray Bağlantıları

Tampon kirişi ve darbe emici kısımları ile taşıtın şasi iskeleti arasında bağlantıyı kuran ön ray bağlantıları sıradan bir ek bağlantı parçası olmayıp önündeki darbe emicilerde olduğu gibi eğrisel kıvrımlara sahiptir. Taşıtın kaza anındaki darbe kuvvetleri, önündeki darbe emicilerde olduğu gibi bu elemanlar üzerinde de deformasyon enerjisi olarak emilir. Darbe kuvvetlerine karşı oldukça dengeli bir tepki kuvveti cevabı vermelerinin ve en iyi bir enerji emilimi sağlamalarının istenmesi, yolcu kabini iskeletinin ve şasi iskeletinin en az deformasyonla kazayı atlattığını temin etmek içindir. Bu mekanizmayla yolcu kabine ulaşan darbe etkilerinin azaltılması ve hayati kabin hacminin korunması amaçlanmaktadır. Modellemesi yapılan şasi ön ray bağlantısının resmi parçalanmış bir araç üzerinden Şekil 5.4.'te gösterilmektedir.



Şekil 5.4. Şasi ön ray bağlantısı

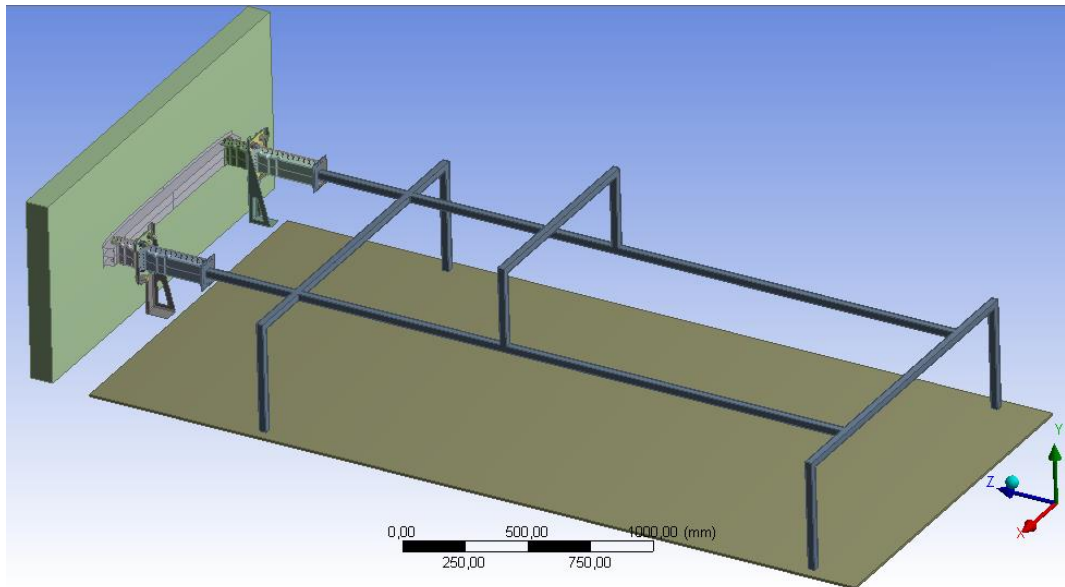
Ön ray bağlantıları ve darbe emiciler saç parçaların punta kaynaklı olarak birleştirilmesiyle oluşturulmuş elemanlardır. Bu sebeple bu elemanlar için gerçeğe benzer şekilde punta kaynakları modellemede tanımlanmıştır. Şekil 5.5.'te punta kaynakları ile bağlı haldeki darbe emici ve ön ray bağlantı elemanları gösterilmektedir.



Şekil 5.5. Punta kaynaklı darbe emici ve ön ray bağlantısı

5.3. Ön Tampon Sistemi - Kafes ve Diğer Unsurların Modellemesi

Belirtilen 3 çeşit tampon elemanı ölçülerine uygun şekilde kalınlıksız yüzey elemanlar olarak SOLIDWORKS programında ayrı ayrı modellenmiş ve bağlantı cıvataları ile birlikte montaj modeli oluşturulmuştur. Ayrıca önden darbe simülasyonu için gerekli olan duvar, taşıtın ağırlığını taşıyacak olan zemin ve taşıtın ağırlık kuvvetinin gerçek ağırlık merkezinden etkimesi için üstüne bir köprü bağlantısı yerleştirilen 4 ayaklı bir kafes iskelet de modellenmiştir. SEM oluşturmak üzere modellenen ön tampon sistemi geometrik modeli Şekil 5.6.'da gösterilmektedir.



Şekil 5.6. Tampon sistemi geometrik modeli

BÖLÜM 6. ANALİZLER VE OPTİMİZASYON

6.1. SEM Oluşturulması

Bir sistemin gerçekleştirilecek analize uygun bir sonlu eleman modelinin elde edilmesi için dikkat edilmesi gereken hususlar aşağıda listelenmiştir:

- Öncelikle yapılmak istenen analiz belirlendikten sonra analiz ve simülasyon için gerekli en uygun geometrik modelin oluşturulması gerekmektedir.
- Ardından ikinci önemli husus malzeme seçimidir. Analizde kullanılacak malzemelerin gerçekteki ile aynı olması ve bu malzemelerde yapılan analiz türüne (bu çalışmada çarpışma) uygun bir malzeme modeli tanımlı olmalıdır.
- Ardından üçüncü önemli konu analizi yapılacak sistemin en doğru tip ve sayıda sonlu elemana bölünmesi yani “mesh” oluşturulmasıdır. Düzgün bir mesh elde etmek için geometrik modelde küçük ölçekli gözden kaçabilen boşluklar, aşırı eğrisel yüzeyler gibi geometrik düzensizliklerin hiç olmaması, en azından yeniden düzeltilerek en iyi hale getirilmeleri gerekmektedir. Bu geometrik doğrulama işlemi düzgün mesh işlemi ve dolayısıyla analiz çözümlerini etkilediğinden önemli adımlardan biridir.
- Mesh işlemi de doğru şekilde tamamlandıktan sonra ise analizin ilk hız, yerçekimi ivmesi, sabitlenmiş elemanlar, rijit veya şekil değiştirebilen gövdeler, sistem elemanları arasındaki sürtünmeler, sisteme etkiyen sabit kuvvetler veya momentler gibi hususlardan oluşan başlangıç ve sınır şartlarının belirlenmesi gerekmektedir.
- Ardından analiz ayarları konusu gelmektedir. Analiz ayarlarında, analizin tipi (yüksek hız, düşük hız, yarı statik vb.), analiz süresi, zaman adımı, maksimum enerji hatası, malzeme hasarı, kum saati (hourglass) etkisi, alınmak istenen sonuç sayısı vb. birçok farklı ayarın yapılması gerekmektedir.

Kullanılan analiz paket programının kullanıcı kılavuzlarında ilgili analiz türüne dair verdiği kullanım önerileri dikkate alınmalıdır.

- En son adım olarak ise analizden elde etmek istediğimiz sonuç türlerinin belirlenmesidir. Tüm sisteme veya seçilen bir elemana ait hız, ivme, deformasyon, yer değiştirme, gerilme, gerinme, tepki kuvveti, plastik iş, momentum gibi sonuçlardan gerekli görülenler analiz öncesi belirlenmelidir.

3 boyutlu geometrik modeli oluşturulan ön tampon sistemi, dinamik çarpışma analizi için SEM oluşturulmak üzere ANSYS Workbench ara yüzünde Explicit Dynamics modülüne aktarıldı. Yukarıda belirtilen SEM oluşturma adımları, analizini gerçekleştirmek istediğim sistem için şu şekilde uygulanmıştır:

- Cıvata ve somunlar, zemin ile duvar ve taşıt kafesi olmak üzere toplam 23 adet katı eleman, ön tampon unsurlarından ise 15 adet yüzey elemanı olmak üzere toplam 38 elemandan oluşan sistem analiz programına aktarılmıştır.
- Duvar ve zemin için beton, darbe emici ve ön ray bağlantıları için çelik ve tampon kirişi için alüminyum malzeme kullanılmıştır.
- Çarpma darbesine maruz kalacak olan bu tampon yapılarında kullanılan alüminyum ve çelik malzemelerde Johnson-Cook malzeme modeli tanımlıdır. Bu malzeme modeli, yapısal darbe ve penetrasyon olaylarında gerçekleşen sünek hasar ve plastik malzeme akışı gibi karmaşık malzeme davranışlarını açıklamak için oluşturulmuş bileşik bir malzeme modelidir ve çoğu metal malzemenin yüksek gerinim oranlı deformasyonlarına uyumludur [38]. Johnson-Cook'un tamamen ampirik dayanım modeli denkleminde malzeme akış gerilmesi (σ) şu ifadelerle tanımlanmaktadır: Deneysel testlerden elde edilen sıfır gerinimdeki akma gerilmesi (A), gerinim sertleşme sabiti (B), gerinim hızı sabiti (C), gerinim üssü (n), sıcaklığa bağlı yumuşama sabiti (m) gibi malzeme sabitleri ve (ϵ_p) efektif plastik gerinim hızı ile homolog sıcaklık ($\hat{T}$). Bu ifadelerden müteşekkil dayanım modelinde ilk parantez gerinim sertleşmesini, ikinci parantez gerinim hızına bağlı sertleşmeyi ve üçüncü parantez de sıcaklık etkilerini ifade etmektedir.

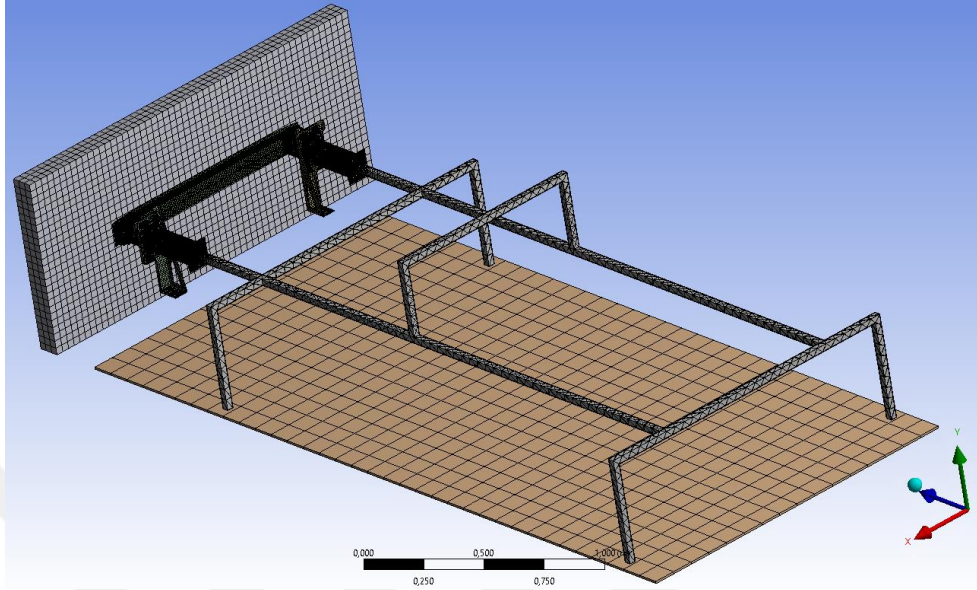
Johnson-Cook kırılma modelinde ise ayrıyeten testlerden elde edilen ($D_1, \dots, D_5$) malzeme sabitleri bulunmaktadır. Bu kırılma modeli denkleminde kırılma gerinimi (ε_f); gerilme üç eksenlilik oranı, gerinim hızı ve sıcaklık cinsinden ifade edilmektedir [39]. Johnson-Cook dayanım ve kırılma modeli denklemleri sırasıyla aşağıda verilmiştir:

$$\sigma = [A + B\varepsilon_p^n] \left[1 + C \ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}_p}{\dot{\varepsilon}_0}\right) \right] [1 - \hat{T}^m] \quad (6.1)$$

$$\varepsilon_f = [D_1 + D_2 \exp(-D_3 \sigma^*)] \left[1 + D_4 \frac{\dot{\varepsilon}_p}{\dot{\varepsilon}_0} \right] [1 + D_5 \hat{T}] \quad (6.2)$$

- Çelik, alüminyum, beton malzeme çiftleri arasındaki eleman etkileşimlerinde statik ve dinamik sürtünme katsayıları literatürde önerilen değerler kullanılarak tanımlanmıştır.
- Mesh elemanları uniform özellikli ve çoğunluğu dört düğümlü dikdörtgen elemanlardan oluşurken geriye kalan kısmı ise üçgen elemanlardan oluşmaktadır. Toplamda 81 bin mesh elemanı oluşturulmuştur.
- Sınır şartları olarak; tüm elemanlara etkiyen sabit yerçekimi ivmesi, 17,8 m/s sistem ilk hızı, taşıtın ağırlık merkezi noktasına denk gelen kafes orta köprüsü üzerinden etkimek üzere taşıtın kütlelerinin karşılığı olan 11180 N'luk kuvvet, duvar ile zeminin sabitlenmesi ve duvar, zemin ve taşıt kafesinin rijitlik özellikleri programa tanımlanmıştır.
- Çözüm süresi olarak 15 ms alınmıştır. (Bilgisayar donanımımızın sağladığı imkânlar nispetinde çözümlerin çok uzun zaman alması, daha uzun çözüm süreli sonuçlar almayı engellemektedir.)
- Tampon sistemi elemanları olarak tampon kirişi, darbe emiciler, ön ray bağlantıları, kafes için ayrı ayrı ve hareket eden parçalar için toplu şekilde analiz sonuçları çözüm öncesinde programa tanımlanmıştır. İstenen sonuç türleri şunlardır: İç enerji, kinetik enerji, toplam enerji, plastik iş, hareket yönündeki temas/tepki kuvvetleri ve ortalama hız.

Dinamik arpışma analizleri gerçekleştirilmek üzere hazırlanan n tampon sistemi SEM'nin mesh elemanlarına bölünmüş hali şekil 6.1.'de gösterilmektedir.



şekil 6.1. n tampon sisteminin SEM

6.2. Analiz Değişkenleri ve Sonuçlar

SEM oluşturma adımlarını izleyerek oluşturulan en uygun analiz modeli n tampon elemanlarının, maksimum darbe enerjisi emen ve minimum tepki pik kuvveti oluşturan en iyi sac kalınlık değerlerini bulabilmek amacıyla 25 adet analiz gerçekleştirilmiştir. Tampon demiri sac kalınlık (t_1) değeri 2 mm'den 1,6 mm'ye kadar; eř kalınlıklı darbe emici ve şasi n ray bağlantılarının kalınlıkları ise (t_2) 1,5 mm'den 1,1mm'ye kadar 5'er adet olarak analiz değişkeni olarak kullanılmıştır.

Bu alternatif kalınlıklar kullanılarak oluşturulan 25 farklı kombinasyonlu modelin çarpışma analizi zdrlmştir. Analizlerde elde edilen sonuçlar i enerji, kinetik enerji, toplam enerji, tepki kuvveti, ortalama hız olmakla birlikte tasarım ve analizlerde esas amaçlanan şey kaza esnasında n tampon elemanlarının maksimum enerjiyi emmesi ve yolcu kabininde minimum tepki kuvvetinin oluşmasıdır.

Bu sebeple 35 parçadan oluşan ön tampon elemanlarının (tampon kirişi, darbe emiciler, cıvata ve somunlar, ara bağlantı plakaları ve şasi ön ray bağlantıları) analiz süresince emdikleri enerjiyi gösteren iç enerji sonuç grafikleri ve rijit kafese -Z yönünde gelen tepki kuvveti sonuç grafikleri, her bir analizin 15 ms sonundaki ön tampon elemanlarının deformasyon görüntüleriyle birlikte Ekler de sırasıyla verilmiştir. Ön tampon elemanlarının analiz sonunda emdikleri (iç) enerji (kJ) ve kafese -Z yönünde gelen tepki kuvvetinin (kN) pik değerleri t_1 ve t_2 kalınlıklarına göre Tablo 6.1. ve Tablo 6.2.'de verilmiştir.

Tablo 6.1. İç enerji ve pik tepki kuvveti sonuçları ile ortalamaları (t_1 sabit)

t_1 (mm)	t_2 (mm)	E (kJ)	F_{max} (kN)	E_{ort} (kJ)	F_{ort} (kN)
1,6	1,1	31,5	9,5	37,5	14,06
	1,2	34	10,3		
	1,3	38	11,7		
	1,4	40,2	14,8		
	1,5	43,8	24		
1,7	1,1	31,5	9,2	38,2	13,6
	1,2	34,4	10,4		
	1,3	38,5	11,3		
	1,4	42,2	13,8		
	1,5	44,5	23,3		
1,8	1,1	30,8	8,2	37,5	13,2
	1,2	34,9	10,8		
	1,3	38,1	11,6		
	1,4	40,4	13,4		
	1,5	43,4	22		
1,9	1,1	31,8	8,6	40,0	14
	1,2	36,9	10		
	1,3	41,7	12,8		
	1,4	43,6	14,4		
	1,5	46,0	24,2		
2	1,1	32,6	8,4	40,5	16,84
	1,2	36,9	10,3		
	1,3	41,3	13,7		
	1,4	44,4	16,7		
	1,5	47,1	35,1		

Tablo 6.2. İç enerji ve pik tepki kuvveti sonuçları ile ortalamaları (t_2 sabit)

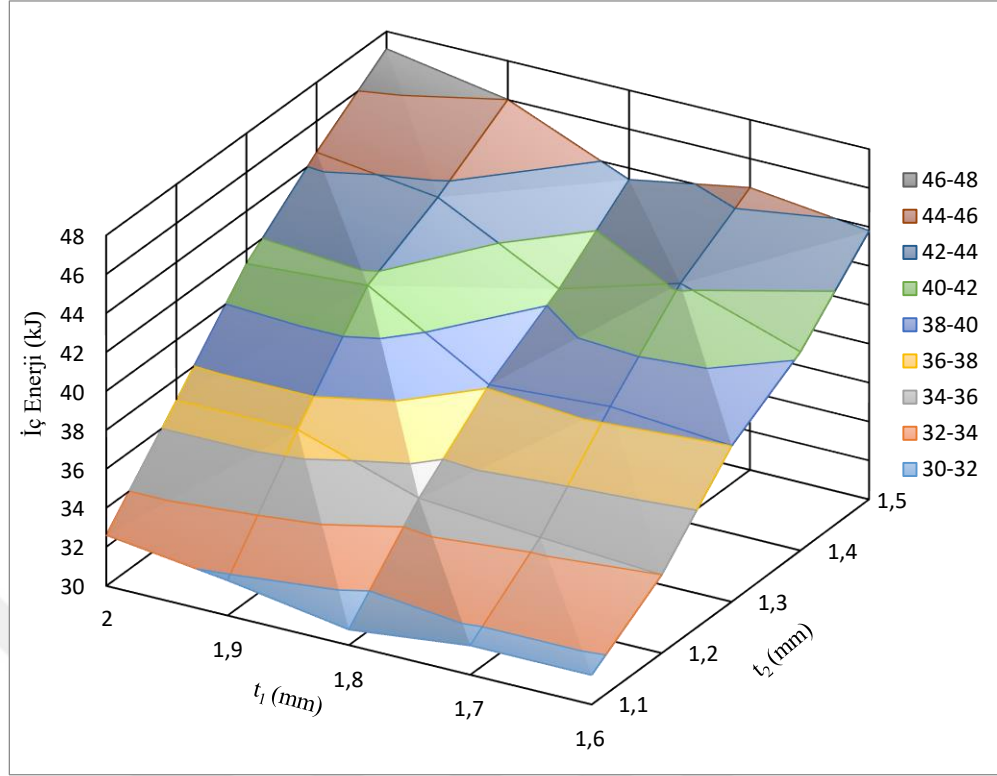
t_1 (mm)	t_2 (mm)	E (kJ)	F_{max} (kN)	E_{ort} (kJ)	F_{ort} (kN)
1,6	1,1	31,5	9,5	31,64	8,78
1,7		31,5	9,2		
1,8		30,8	8,2		
1,9		31,8	8,6		
2		32,6	8,4		
1,6	1,2	34	10,3	35,4	10,36
1,7		34,4	10,4		
1,8		34,9	10,8		
1,9		36,9	10		
2		36,9	10,3		
1,6	1,3	38	11,7	39,5	12,22
1,7		38,5	11,3		
1,8		38,1	11,6		
1,9		41,7	12,8		
2		41,3	13,7		
1,6	1,4	40,2	14,8	42,2	14,62
1,7		42,2	13,8		
1,8		40,4	13,4		
1,9		43,6	14,4		
2		44,4	16,7		
1,6	1,5	43,8	24	45,0	25,72
1,7		44,5	23,3		
1,8		43,4	22		
1,9		46,0	24,2		
2		47,1	35,1		

Ön tampon sisteminin emdiği enerji ve kafese gelen tepki kuvveti sonuçlarına bakıldığında:

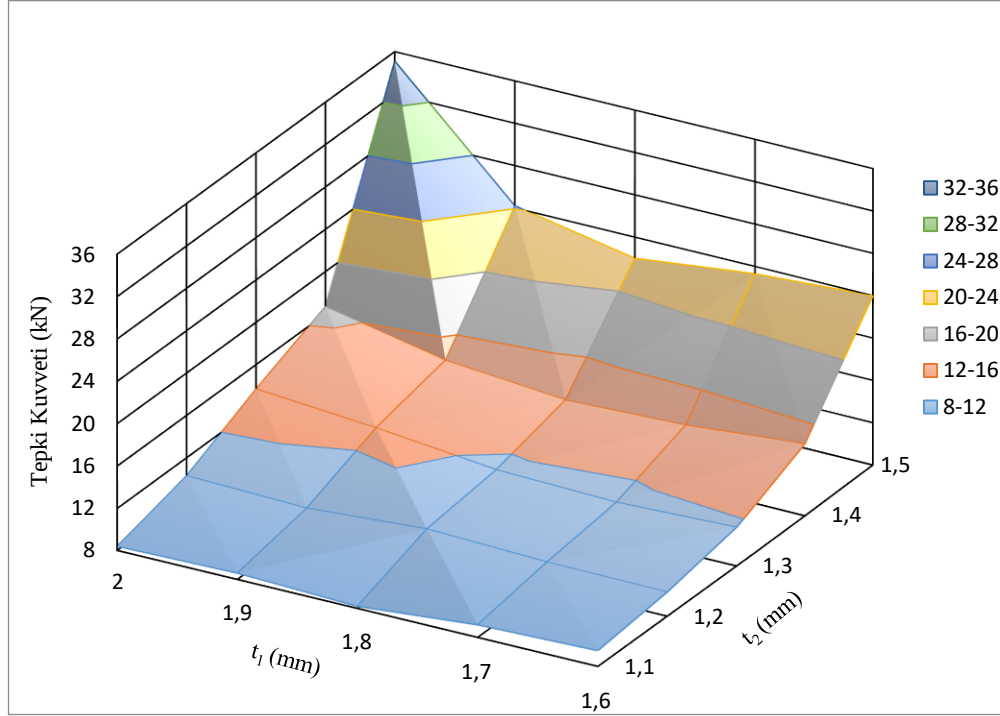
- En yüksek enerji emilimi (47,1 kJ) ve tepki kuvveti (35,1 kN) değerleri en kalın değerlere sahip $t_1=2$ mm ye $t_2=1,5$ mm tertipli analizde oluşmuştur.
- En düşük enerji emilimi (30,8 kJ) ve tepki kuvveti (8,2 kN) değerleri $t_1=1,8$ mm'ye $t_2=1,1$ mm tertipli analizde oluşmuştur.
- Sonuçların ortalama değerleri üzerinden genel bir değerlendirme yapılacak olursa Tablo 6.1.'e bakıldığında t_1 kalınlığının emilen enerji ve tepki kuvveti sonuçlarına etkisinin çok az olduğu görülürken, Tablo 6.2.'ye bakıldığında t_2 kalınlığının hem emilen enerji hem de tepki kuvveti sonuçları üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğu görülmektedir.

- Tablo 6.2.'ye bakıldığında kalından inceye doğru ilerlerken $t_1=1,7$ mm analizlerinin 4 tanesinde enerji emilim değerleri genel eğilimin (azalış) aksine yön değiştirmektedir (artış).
- Tablo 6.2.'ye tekrar bakıldığında genel eğilimin aksine tepki kuvveti sonuç değerlerinde yön değiştirme ise $t_1=1,7$ mm analizlerinin 3 tanesinde ve $t_1=1,6$ mm analizlerinin 4 tanesinde ve $t_1=1,8$ mm analizlerinin 1 tanesinde gerçekleşmektedir.
- Tablo 6.1.'de darbe emici ve şasi ön ray bağlantılarının kalınlığı olan t_2 ye göre emilen enerji ve tepki kuvveti sonuçlarına bakıldığında ise herhangi bir yön değiştirme olmadığı, sonuç değerlerinin kalınlığın artışı ile arttığı açıkça görülmektedir.
- Tampon kirişi kalınlığı olan t_1 değişirken (özellikle 1,7 mm ve 1,6 mm'de) hem tepki kuvveti hem iç enerji sonuçlarında salınımların meydana gelmesi, ilk çarpışma temasının meydana geldiği tampon kirişinin her kalınlık değerinde bize beklenen sonuçları veremeyebileceğini göstermektedir. Buradan hareketle, ilk çarpma darbesinden itibaren tampon sistemi ile duvar arasındaki tüm kuvvet akışının tampon kiriş üzerinden geçerek yayılıyor olması ve bu akış anında kuvvet vektörlerinde yön değiştirmelerin meydana gelmesi sebebiyle ve ayrıca malzeme modelinde bulunan sıcaklık etkisi de göz önüne alındığında kiriş kalınlığının (t_1) değişimlerinde beklenmedik sonuçlar doğabilmektedir.

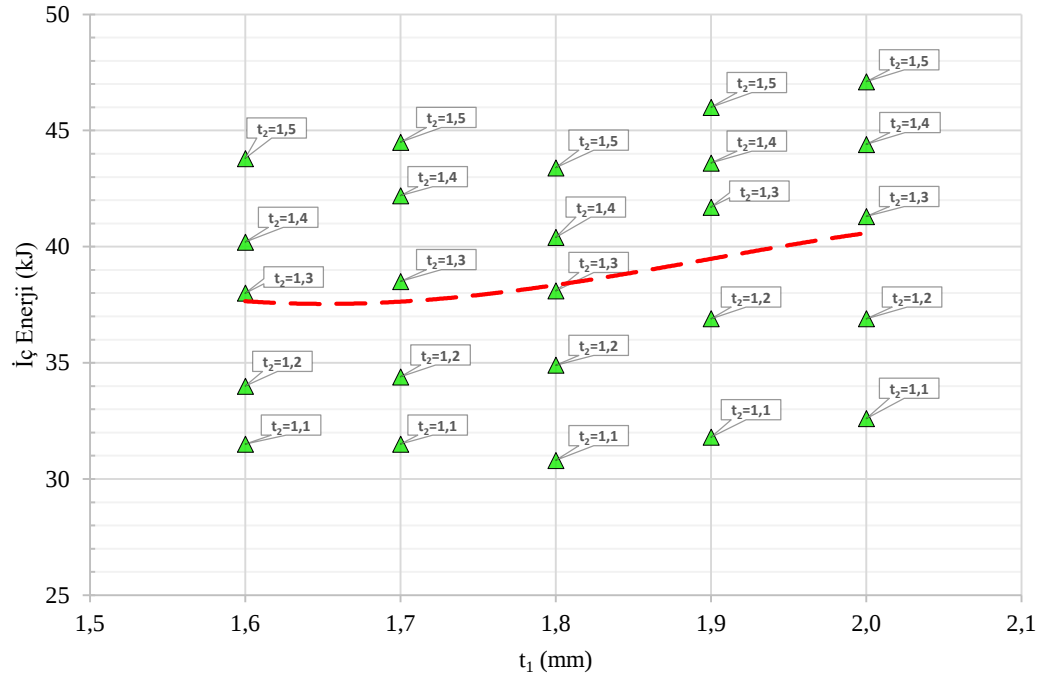
Tablo 6.1. ve Tablo 6.2.'de verilmiş olan ön tampon elemanlarının (35 gövde) emdiği enerji (kJ) ve kafese –Z yönünde etkiyen tepki kuvveti (kN) sonuç değerlerini ve bu değerlerin kalınlıklara göre değişimlerini grafikler üzerinden net olarak görebilmek için Şekil 6.2. ve Şekil 6.3.'te 3B sonuç grafikleri; Şekil 6.4., Şekil 6.5., Şekil 6.6. ve Şekil 6.7.'de ise t_1 ve t_2 'ye göre ayrı ayrı analiz sonuç değerlerini ve her bir sonuç serisinin ortalama değişim eğrilerini gösteren 2 boyutlu sonuç grafikleri verilmiştir.



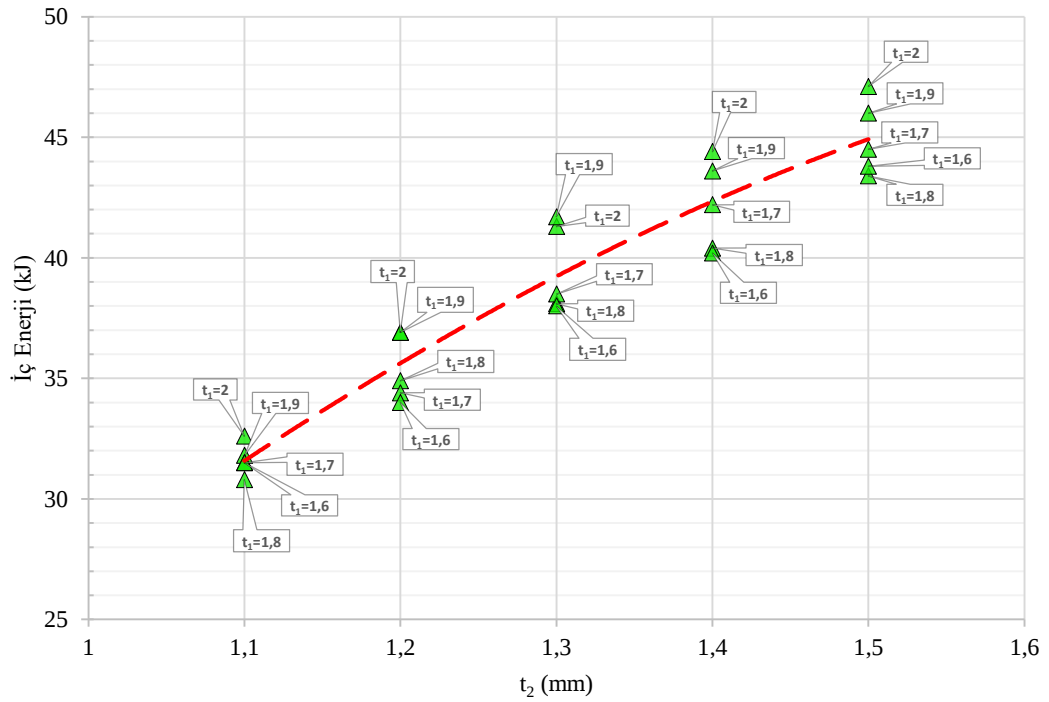
Şekil 6.2. Ön tampon elemanlarının t_1 ve t_2 kalınlıklarına göre iç enerji grafiği



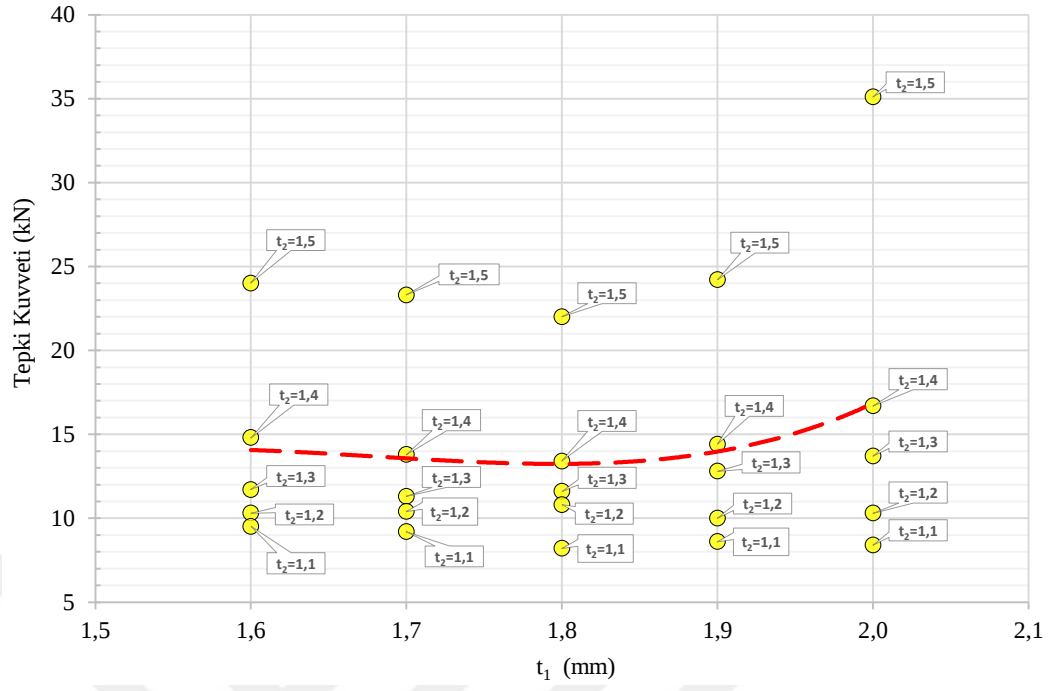
Şekil 6.3. Kafese t_1 ve t_2 kalınlıklarına göre -Z yönünde etkiyen tepki kuvveti pik değerleri grafiği



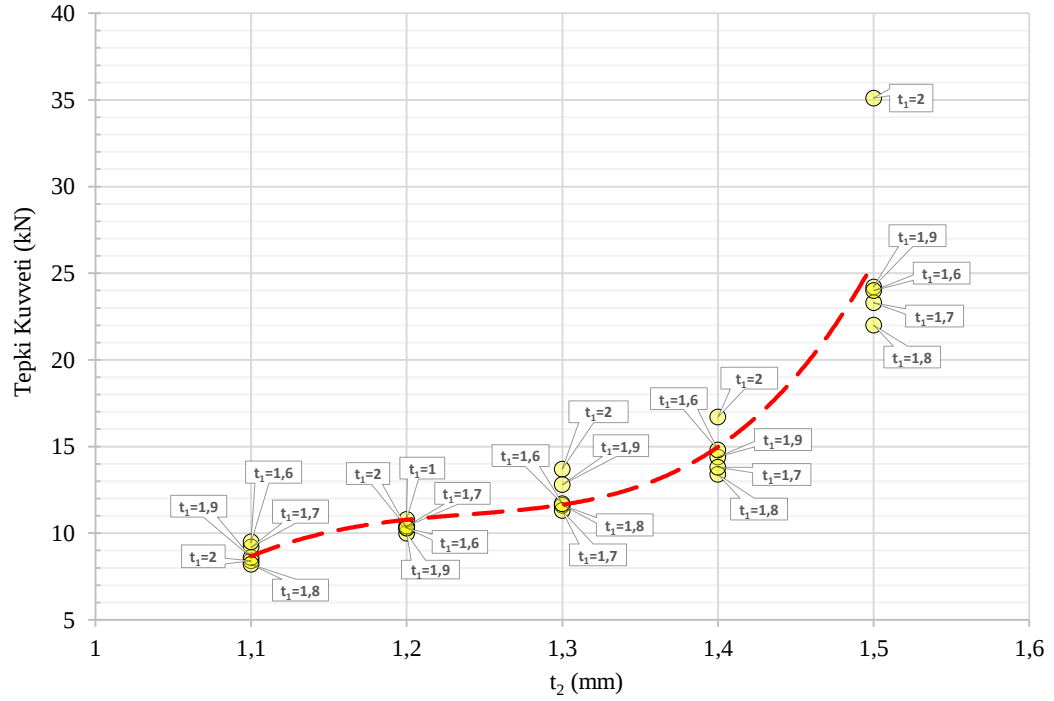
Şekil 6.4. Ön tampon elemanlarının t_1 kalınlığına göre iç enerji sonuçları ve ortalama değişim eğrisi



Şekil 6.5. Ön tampon elemanlarının t_2 kalınlığına göre iç enerji sonuçları ve ortalama değişim eğrisi



Şekil 6.6. Kafese t_1 kalınlığına göre -Z yönünde etkiyen pık tepki kuvveti sonuçları ve ortalama değişim eğrisi



Şekil 6.7. Kafese t_2 kalınlığına göre -Z yönünde etkiyen pık tepki kuvveti sonuçları ve ortalama değişim eğrisi

6.3. Boyut Optimizasyonu

Otomotiv sektöründe ürün tasarımında optimizasyon işlemi ürün yaşam döngüsü ve maliyet bakımından en önemli adımdır. Ürünlerin toplam yaşam döngü maliyeti tasarım aşamasında belirlendiği için bu aşamada istenen kriterleri sağlayan en optimum ürünün elde edilmesi amaçlanır [40].

Optimizasyon, bir problemin analiz sonuç verileri elde edildikten sonra tasarım değişkenleri, amaç ve (varsa) kısıt fonksiyonu belirlenip bir matematiksel programlama (tanımlama) yaparak en optimum değeri bulma işlemidir.

Genel olarak bir optimizasyon probleminin matematiksel tanımı şöyledir:

$$\begin{aligned} \text{Amaç fonksiyonu} & : f(x) & x = (x_1, x_2, \dots, x_n) \\ \text{Kısıt fonksiyonları} & : g_j(x) \leq 0 & j = 1, \dots, m \\ & h_k(x) = 0 & k = 1, \dots, p \end{aligned}$$

Bu tanımda x , tasarım değişkenlerini, $f(x)$ amaç fonksiyonunu, $g(x)$ eşitsizlik kısıt fonksiyonunu, $h(x)$ ise eşitlik kısıt fonksiyonunu ifade etmektedir [41].

Bu çalışmada ön tampon elemanlarına ait belirlenen t_1 ve t_2 kalınlık aralıklarında tüm kombinasyonlar için 25 adet analiz yapıp ön tampon sistemi tarafından emilen enerji (E) ve kafese gelen maksimum tepki kuvveti ($F_{\max}$) sonuç verileri elde edilmiştir. Bu sonuçlar Tablo 6.1. ve Tablo 6.2.'de sırasıyla t_1 sabit değerken ve t_2 sabit değerken nasıl değiştiğini görebilmek için ayrı ayrı verilmiştir. Gerek Tablo 6.1.'de ve gerek Şekil 6.4 ile Şekil 6.6.'da t_1 parametresinin sonuçlara etkisinin ne kadar az olduğu görülmektedir. Diğer yandan Tablo 6.2.'ye ve Şekil 6.5. ile Şekil 6.7.'ye bakıldığında t_2 parametresinin sonuçlar üzerinde ciddi bir etkisinin olduğu açıkça görülmektedir. Buradan hareketle optimizasyon işleminin tasarım değişkeni t_2 olarak belirlenmiş olup optimizasyonda kullanılacak veri serisi olarak en düşük ortalama kuvvet değerine (13,2 kN) sahip $t_1=1,8$ mm kalınlıklı analizlerin sonuçları seçilmiştir.

Amaç fonksiyonu, bu sonuçların ortalama emilen enerji/ tepki kuvveti oranlarına göre; kısıt fonksiyonları ise bu analizlerin tepki kuvveti ve emilen enerji sonuç verilerine göre eğri uydurma yöntemi ile determinasyon katsayıları $R^2=1$ olacak şekilde tanımlanmıştır. Kısıt fonksiyonlarının sınır değerleri olarak ise tüm aracın şasi-kafes yapı modelinin analizi yapılmadığı için keyfi olarak seçilmiş olup ortalama tepki kuvveti değeri olan 13,2 kN ile ortalama enerji emilim değeri olan 37,5 kJ alınmıştır.

Optimizasyon probleminin tanımlanması:

Tasarım değişkeni: $t_2 = x$ olmak üzere $1,1 \leq x \leq 1,5$ mm

Amaç fonksiyonu: (max E/F oranı) $\text{oran}(x) = 187,529167.x^4 - 1087,674167.x^3 + 2322,380708.x^2 - 2171,645658.x + 755,61853$

Kısıt fonksiyonları:

Minimum emilen enerji $E(x) = 666,67.x^4 - 3333,3.x^3 + 6188,3.x^2 - 5022,2.x + 1527,9$
 $\geq 37,5$ kJ

Maksimum tepki kuvveti $F_{\max}(x) = 1250.x^4 - 5783,3.x^3 + 9917,5.x^2 - 7443,2.x + 2063$
 $\leq 13,2$ kN

Bu şekilde tanımlanan optimizasyon problemi MATLAB programının optimizasyon çözücülerinden olan “fmincon” kısıtlı nonlinear minimizasyon aracı ile çözdürülmüştür. Bu kısıtlar altında en yüksek E/F oranına (3,28) sahip t_2 kalınlığı 1,3 mm olarak bulunmuştur. Böylece belirlenen maksimum tepki kuvvet sınırının altında ve minimum emilen enerji sınırının üstünde kalıp en yüksek E/F oranına sahip olan en uygun darbe emici et kalınlığı bulunmuştur.

BÖLÜM 7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada bir otomobilin ön tampon sisteminin ve basitleştirilmiş gövde kafesinin SEM hazırlanıp rijit duvara önden çarpma analizleri tampon elemanlarının farklı sac kalınlık değerleri için gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen tepki kuvveti ve emilen enerji sonuçları boyut optimizasyonunda kullanılarak en iyi kalınlık değeri bulunmuştur.

Bu tez çalışmasında ilk önce literatürdeki darbe emici, tampon veya taşıt için çarpma ve ezilme çalışmaları araştırılmıştır. Literatürdeki bu çalışmalarda ne tip test ve/veya simülasyonlar gerçekleştirildiği ve hangi sonuçlar elde edildiği ayrıntıları verilerek özetlenmeye çalışılmıştır. Ardından “Taşıt Güvenlik Sistemleri” bölümünde bu çalışmada ele alınan pasif güvenlik sistemlerinden olan ön tampon sisteminin taşıtta bulunan diğer tüm güvenlik sistemleriyle bütünlüğünü ifade etmek açısından taşıt güvenlik sistemleri hakkında bilgiler verilmiştir. Hâlihazırda kullanılan çeşitli alt sistem birimleri aktif ve pasif güvenlik olarak iki ana başlık altında incelenmiştir. Ardından “Taşıt Çarpışma Testleri” bölümünde EuroNCAP çarpışma ve koruma testleri protokollerinde belirttikleri kritik değerler ve gereksinimlerle birlikte anlatılmıştır. Son iki bölümde ise ele alınan ön tampon sisteminin modelleme ve analiz işlemleri anlatılmış, ardından analizden elde edilen sonuçlar sunulup bu sonuç verilerine göre optimizasyon gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada ulaştığım sonuç ve çıkarımlar ile konu hakkındaki önerilerim şunlardır:

- Taşıt pasif güvenlik sistemleri içindeki mühendislik tasarımı gerektiren en önemli unsurlardan biri ön tampon sistemi ve onun içinde de darbe emicilerdir.
- Bir çarpışma esnasında yolcu yaşam kabine en az tepki kuvvetini ulaştıracak ve ön yapılar tarafından en fazla enerji emilimi sağlayacak şekilde tasarlanan ön tampon sisteminin sayısal analizleri mutlaka referans bir deneysel analizle birlikte gerçekleştirilmelidir.

- Tampon unsurlarının sac kalınlıklarının artışı ile emilen enerji ve tepki kuvvetleri artmaktadır. Bu sebeple istenen sınır şartları tanımlanmış ve analiz verilerine göre oluşturulmuş bir optimizasyon gerçekleştirerek tampon sistemi elemanlarının en uygun sac kalınlık değerlerinin bulunması bu çalışmaların önemli bir adımıdır.
- Yapılan analizlerde tampon kirişi kalınlığının tepki kuvveti ve emilen enerji sonuçlarına önemli bir etkisinin olmadığı görülmüştür.
- Darbe emicilerin (braketler) ve darbe emici özellikli şasi ön ray bağlantılarının sac kalınlığı değiştirildiğinde ise emilen enerji ve tepki kuvveti sonuçları kayda değer şekilde değişmektedir ve bu sebeple optimizasyonun tasarım değişkeni olarak bu kalınlık değeri kullanılmıştır.
- Tüm taşıtın veya kısmi yapı birimlerinin çarpışma simülasyonları referans bir deneysel test ile birlikte gerçekleştirilmesi sonuçların güvenilirliğini kontrol etmek ve sonuç verilerine göre uygulanacak optimizasyon işlemi açısından çok daha sağlıklı olacağı açıktır. Bu şekilde çalışmanın doğrulaması ve muhtemel yanlışlıkların fark edilmesi sağlanmış olur.
- Gerçekleştirilen bilgisayar destekli analiz işlemi için SEM eleman sayısı ne kadar büyük ve ayrıntılar ne kadar fazla olursa analizlerin çözümü için gerekli işlemci kapasitesi ihtiyacı da o kadar artmaktadır. Bu sebeple daha gerçekçi bir analiz yapmak ve sonuçlar elde etmek üzere bir taşıtın tüm iskelet yapı unsurlarının SEM hazırlanıp analize tabi tutulabilmesi için ve daha hızlı çözümler alabilmek için yüksek kapasiteli bilgisayar donanımlarına veya çözüm merkezlerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu çalışmayı literatürdeki diğer çalışmalardan ayıran ve üzerinde durulan hususlar şunlardır:

- Tampon kirişi ve darbe emicilere ilaveten şasi ön ray bağlantıları da modellenmiş sonuçlara etkisi göz önüne alınmıştır.
- Analizlerde tampon elemanlarının sac kalınlığı dışında farklı bir değişken kullanılmayarak sadece kalınlıkların sonuçlara etkisi net olarak saptanmıştır.

- Analizlerde tampon elemanlarının sac kalınlık değerleri çok küçük farklılarda değiştirilerek sonuçları nasıl etkilediği hassas olarak görölmüştür.
- Taşıt ağırlık kuvveti, basitleştirilerek modellenmiş bir gövde kafesi üzerinden etki ettirilmiş ve böylece sistemin gerçek bir taşıttaki gibi eylemsizliğe ve momentuma sahipken çarpışması sağlanmıştır.
- Emilen enerji ve tepki kuvveti sonuç değerlerini tek bir ifadede gösteren E/F oranları hesaplanmış ve amaç fonksiyonu olarak kullanılmıştır. Böylece maksimum emilen enerji ile minimum tepki kuvvetini sağlayan en iyi değerin bulunması sağlanmıştır.



KAYNAKLAR

- [1] http://www.tuik.gov.tr/PreIstatistikTablo.do?istab_id=362, Erişim Tarihi: 27.02.2018.
- [2] Thomas, P., Frampton, R. 1999. Large and small cars in real-world crashes - patterns of use, collision types and injury outcomes. 43rd Annual Meeting of the Association-for-the-Advancement-of-Automotive-Medicine. Barcelona, 107.
- [3] Nakazawa, Y., Tamura, K., Yoshida, M., Takagi, K., Kano, M. 2005. Development of crash-box for passenger car with high capability for energy absorption. VIII. International Conference on Computational Plasticity, Barcelona.
- [4] Zhang, X., Zhang, H., Ren, W. 2017. Axial crushing of tubes fabricated by metal sheet bending. Thin-Walled Structures, 122(2018): 252-263.
- [5] Deb, A., Naravane, A., Chirwa, E.C. 2006. An offset rigid barrier-based test: equivalence to the Insurance Institute for Highway Safety frontal offset impact safety test. International Journal of Crashworthiness, 11(4): 281-290.
- [6] Costas, M., Diaz, J., Romera, L.E., Hernandez, S., Tielas, A. 2013. Static and dynamic axial crushing analysis of car frontal impact hybrid absorbers. International Journal of Impact Engineering, 62 (2013): 166-181.
- [7] Wagström, L., Thomson, R., Pipkorn, B. 2005. Structural adaptivity in frontal collisions: implications on crash pulse characteristics. International Journal of Crashworthiness, 10(4): 371-378.
- [8] Dagdeviren, S., Yavuz, M., Kocabas, M.O., Unsal, E., Esat, V. 2016. Structural crashworthiness analysis of a ladder frame chassis subjected to full frontal and pole side impacts. International Journal of Crashworthiness, 21(5): 477-493.
- [9] Wang, D., Zhang, S., Wang, C., Zhang, C. 2017. Structure-material-performance integration lightweight optimisation design for frontal bumper system. International Journal of Crashworthiness, DOI: 10.1080/13588265.2017.1317468.

- [10] Qi, W., Jin, X.L., Zhang, X.Y. 2006. Improvement of energy-absorbing structures of a commercial vehicle for crashworthiness using finite element method. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 30: 1001–1009.
- [11] Zeng, F., Xie, H., Qiming, L., Li, F., Tan, W. 2016. Design and optimization of a new composite bumper beam in high-speed frontal crashes. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 53: 115–122.
- [12] Li, Z., Yu, Q., Zhao, X., Yu, M., Shi, P., Yan, C. 2017. Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled front end structure of auto-body. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(8): 1–21.
- [13] Öztürk, İ. 2008. Otomobil Ön Tampon Çarpışma Analizi ve Optimizasyonu. Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği A.B.D., Yüksek Lisans Tezi.
- [14] <http://gazi.edu.tr/posts/download?id=116879>, Erişim Tarihi: 06.03.2018.
- [15] http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Fren%20Yardımcı%20Sistemleri.pdf, Erişim Tarihi: 07.03.2018.
- [16] http://content.lms.sabis.sakarya.edu.tr/Uploads/78526/47704/otomotivde_guvenlik_sistemleri.pdf, Erişim Tarihi: 07.03.2018.
- [17] <https://www.euroncap.com/tr/araç-guevenligi/oeduellerein-açiklaması/otonom-acil-frenleme-aeb/>, Erişim Tarihi: 08.03.2018.
- [18] <http://www.otomobilsozlugu.com/1371-otonom-fren-sistemi-nedir.htm>, Erişim Tarihi: 08.03.2018.
- [19] <https://www.toyota.com.tr/world-of-toyota/safety-technology/toyota-safety-sense.json#/spotlight/moreabout0/1>, Erişim Tarihi: 08.03.2018.
- [20] <http://research-center.amundi.com/page/Article/2016/09/Car-technology-From-assisted-driving-to-driverless-vehicles>, Erişim Tarihi: 08.03.2018.
- [21] Kadayıfçı, G. 2007. Orta ve Yeni Nesil Araçlarda Pasif Güvenlik Sistemleri. Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Lisans Bitirme Tezi.
- [22] http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Araç%20Gösterge%20Ve%20Güvenlik%20Sistemleri.pdf, Erişim Tarihi: 07.03.2018.
- [23] <http://www.iihs.org/iihs/sr/statusreport/article/49/11/2>, Erişim Tarihi: 09.03.2018.

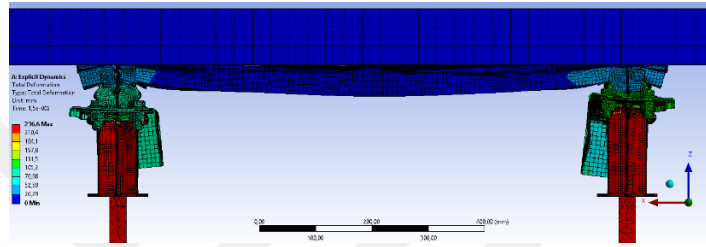
- [24] Ratingen, M., Williams, A., Lie, A., Seeck, A., Castaing, P., Kolke, R., Adriaenssens, G., Miller, A. 2016. The European New Car Assessment Programme: A historical review. *Chinese Journal of Traumatology*, 19(2016): 63-69.
- [25] <https://cdn.euroncap.com/media/32285/euro-ncap-frontal-fw-test-protocol-v104.pdf>, Erişim Tarihi: 13.03.2018.
- [26] <https://cdn.euroncap.com/media/32286/euro-ncap-frontal-odb-test-protocol-v712.pdf>, Erişim Tarihi: 13.03.2018.
- [27] <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/>, Erişim Tarihi: 13.03.2018.
- [28] <https://cdn.euroncap.com/media/32291/euro-ncap-side-protocol-ae-mdb-v713.pdf>, Erişim Tarihi: 13.03.2018.
- [29] <https://cdn.euroncap.com/media/32289/euro-ncap-pole-protocol-oblique-impact-v703.pdf>, Erişim Tarihi: 13.03.2018.
- [30] <https://cdn.euroncap.com/media/1922/euro-ncap-whiplash-test-protocol-v32.pdf>, Erişim Tarihi: 14.03.2018.
- [31] <https://cdn.euroncap.com/media/32280/euro-ncap-assessment-protocol-aop-v802.pdf>, Erişim Tarihi: 14.03.2018.
- [32] <https://cdn.euroncap.com/media/32281/euro-ncap-assessment-protocol-cop-v721.pdf>, Erişim Tarihi: 15.03.2018.
- [33] <https://cdn.euroncap.com/media/32282/euro-ncap-assessment-protocol-pp-v902.pdf>, Erişim Tarihi: 15.03.2018.
- [34] <https://cdn.euroncap.com/media/32283/euro-ncap-assessment-protocol-sa-v802.pdf>, Erişim Tarihi: 15.03.2018.
- [35] Tanlak, N. 2014. Shape Optimization Of Thin-Walled Tubes Under High-Velocity Axial And Transverse Impact Loadings. Boğaziçi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği A.B.D., Doktora Tezi.
- [36] Davoodi, M.M., Sapuan, S.M., Aidy, A., Abu Osman, N.A., Oshkour, A.A., Wan Abas, W.A.B. 2012. Development process of new bumper beam for passenger car: A review. *Materials and Design*, 40 (2012): 304–313.
- [37] Shen, Z., Qiao, X., Chen, H. 2013. BIW Safety Performance Research Based on Vehicle Frontal Crash, FISITA (eds) *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, SAE-China, 13-26.

- [38] Memiş, İ. 2016. Impact Response of Ramor500 Armor Steel Subjected to High Velocities. Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği A.B.D., Yüksek Lisans Tezi.
- [39] https://www.researchgate.net/publication/282845887_Balistik_penetrasyon_benzetimlerinde_Johnson-Cook_malzeme_modeli_sabitlerinin_etkisinin_incelenmesi, Erişim Tarihi: 23.05.2018.
- [40] Yıldız, A.R. 2017. Taşıt Elemanlarının Yapısal Optimizasyon Teknikleri ile Optimum Tasarımı. Politeknik Dergisi, 20 (2): 319-323.
- [41] http://194.27.49.11/makine/ikaymaz/optimizasyon/dosyalar/DERS_1_OPTIMIZASYONA_GIRIS.pdf, Erişim Tarihi: 24.04.2018.

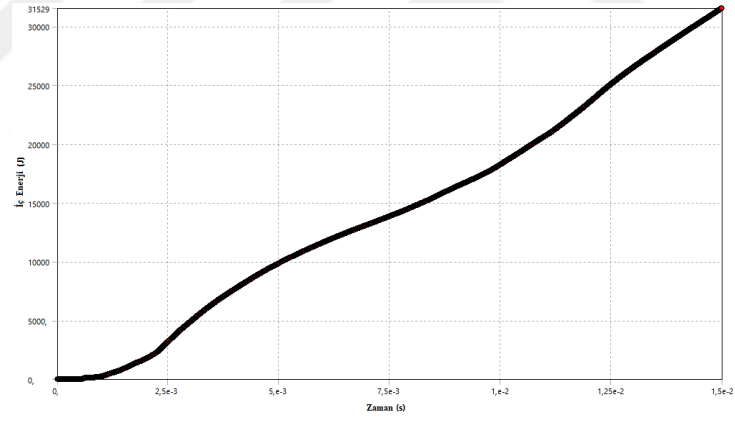


EKLER

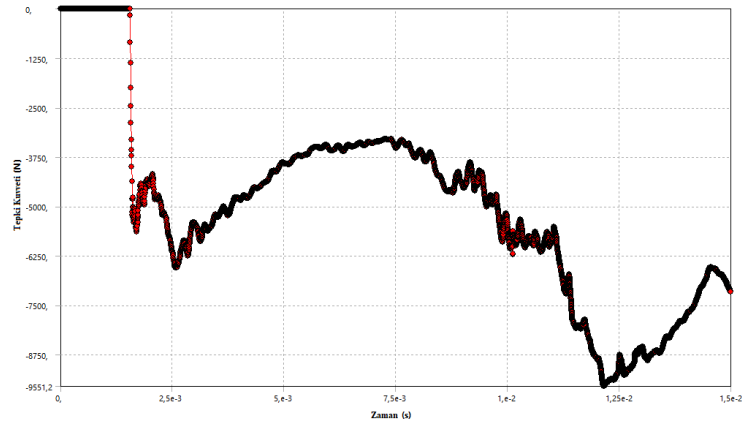
Ek A: Analiz Sonuç Grafikleri ve Deformasyon Görüntüleri



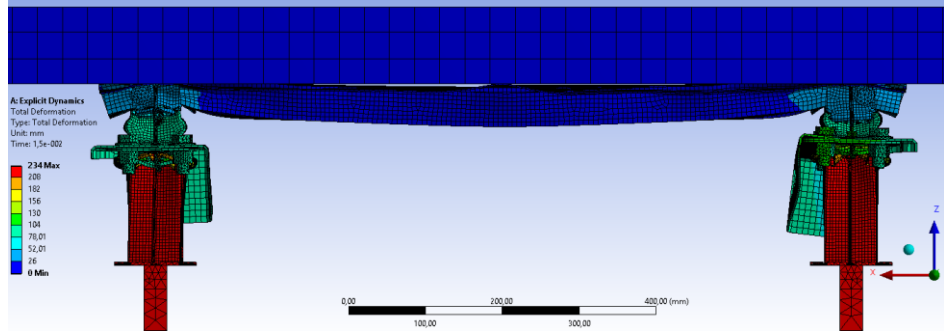
Şekil A.1. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



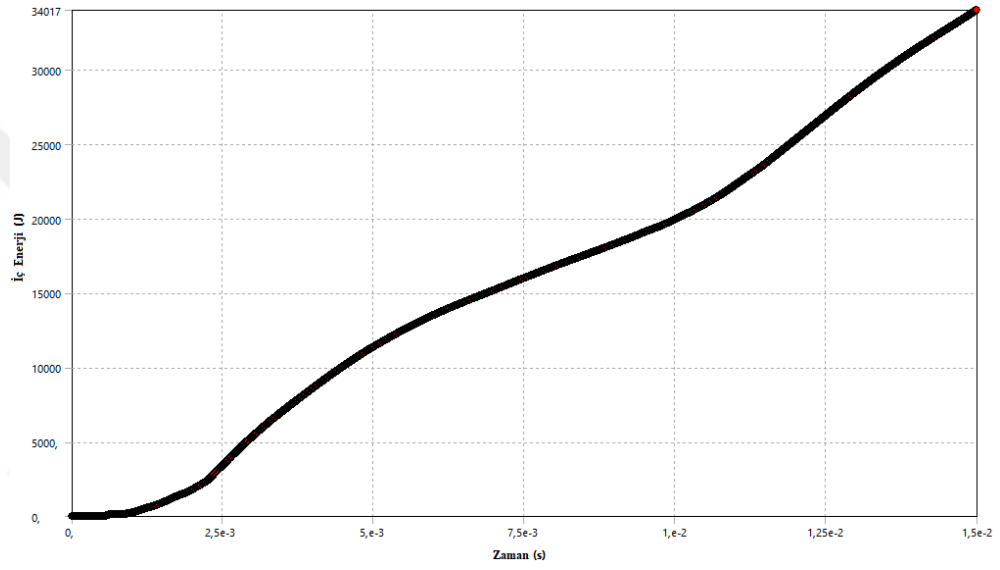
Şekil A.2. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



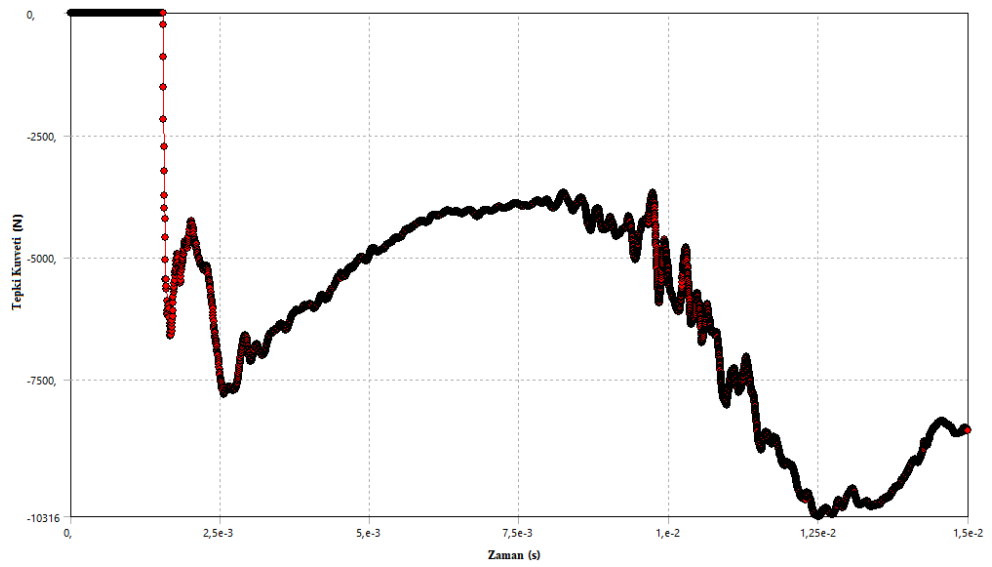
Şekil A.3. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,1$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



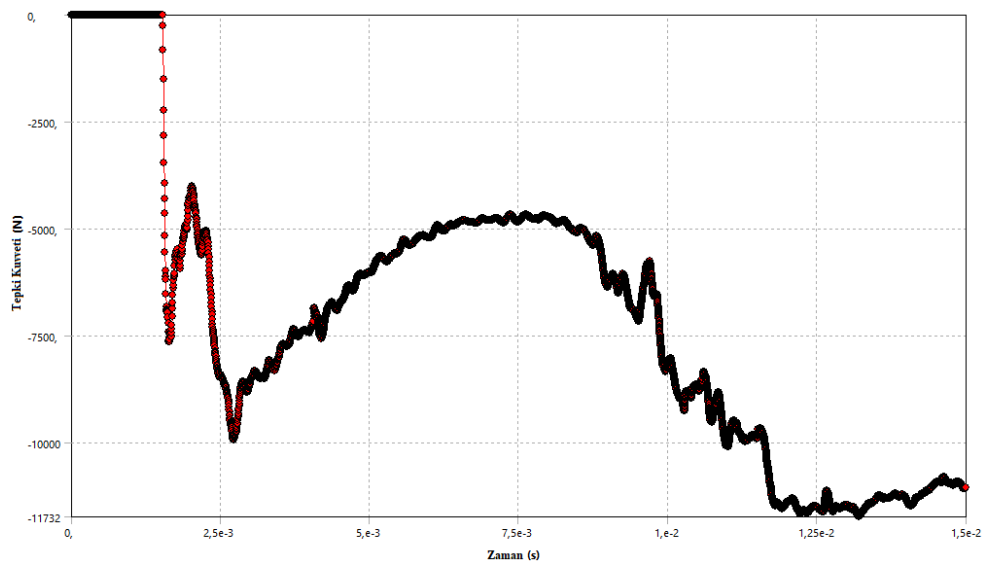
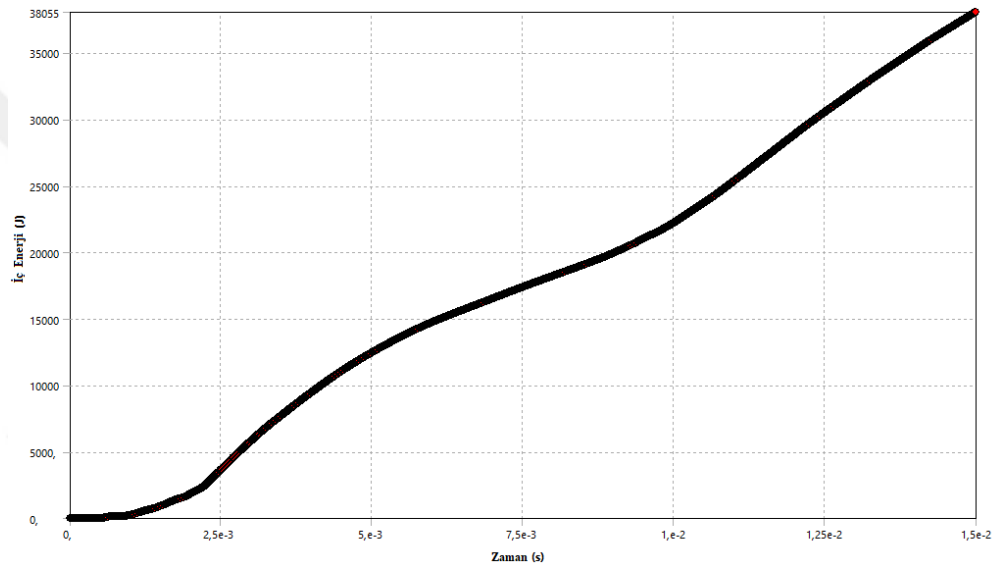
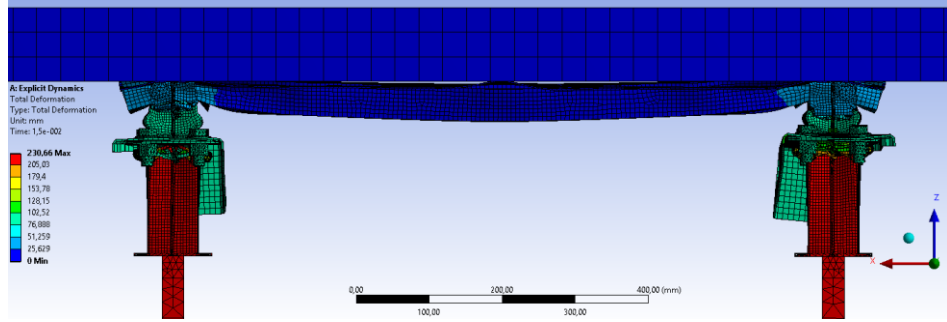
Şekil A.4. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu

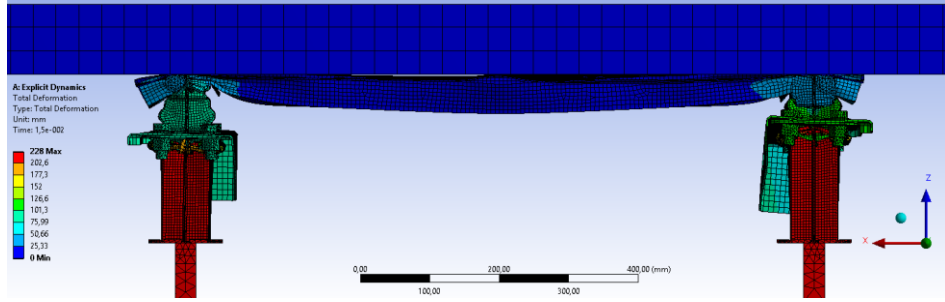


Şekil A.5. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi

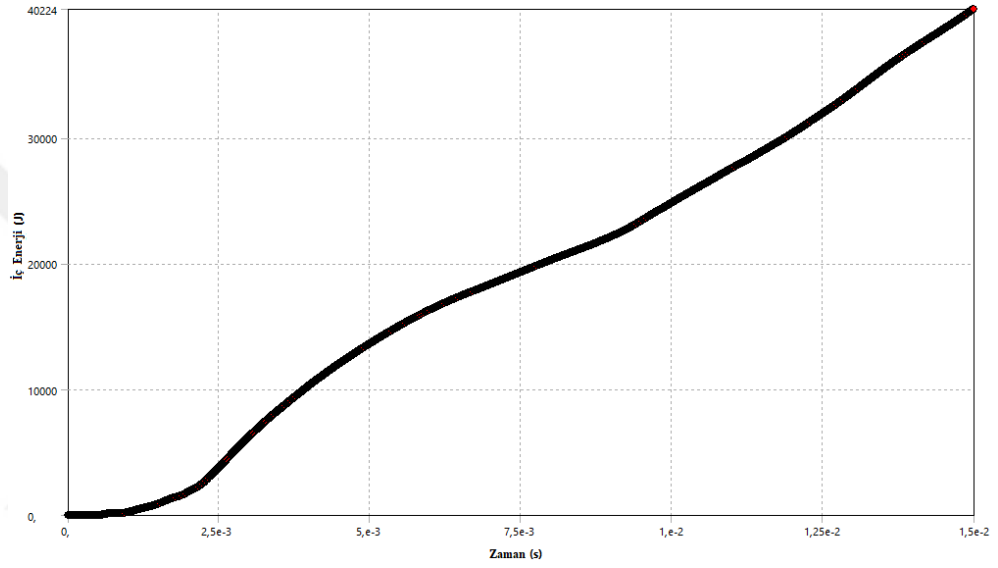


Şekil A.6. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,2$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi

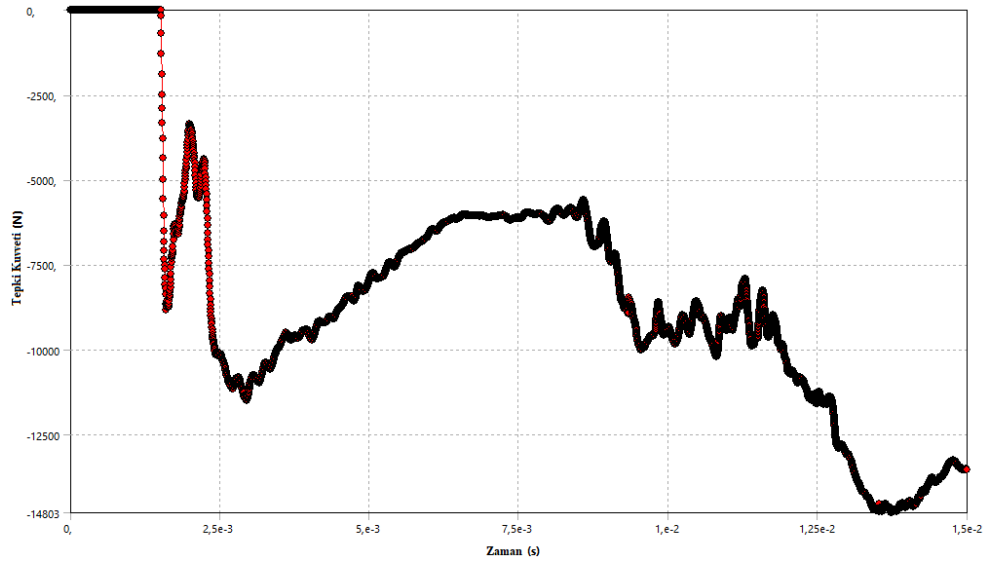




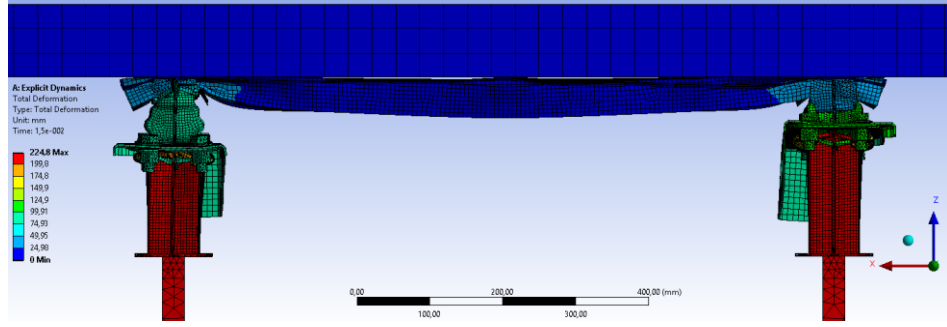
Şekil A.10. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



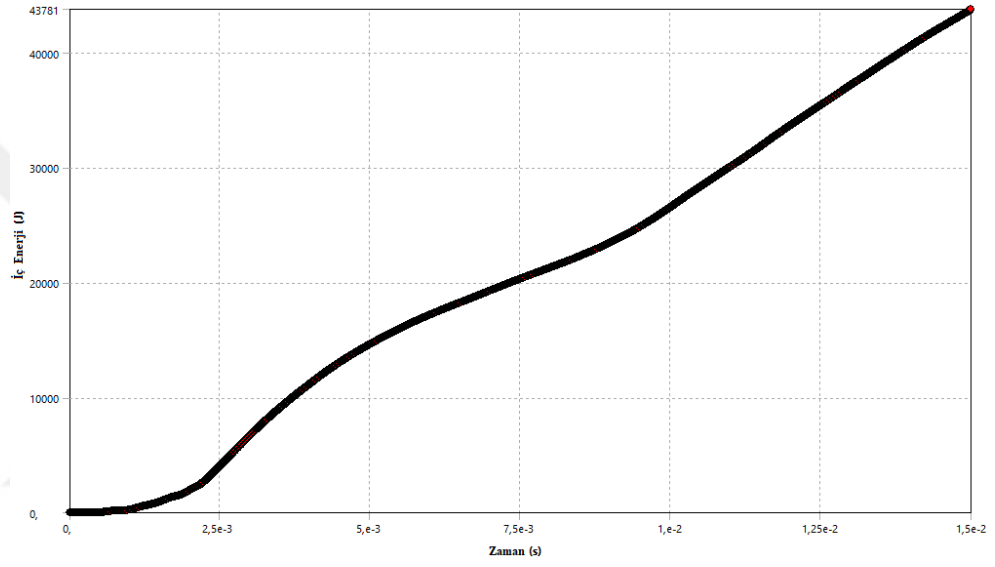
Şekil A.11. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



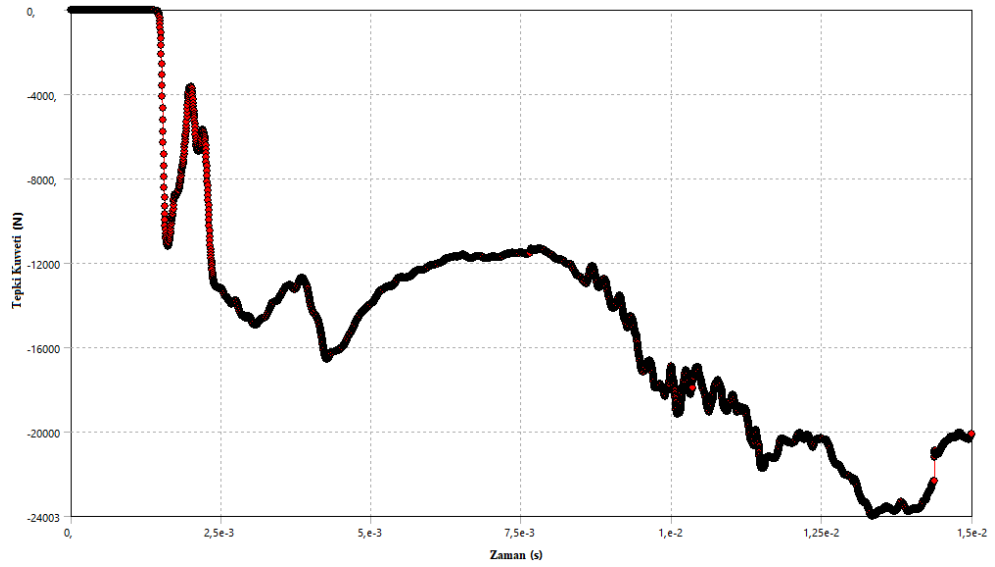
Şekil A.12. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,4$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



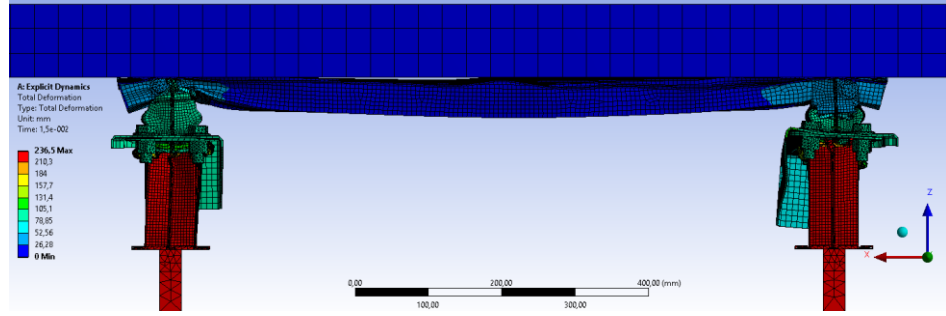
Şekil A.13. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



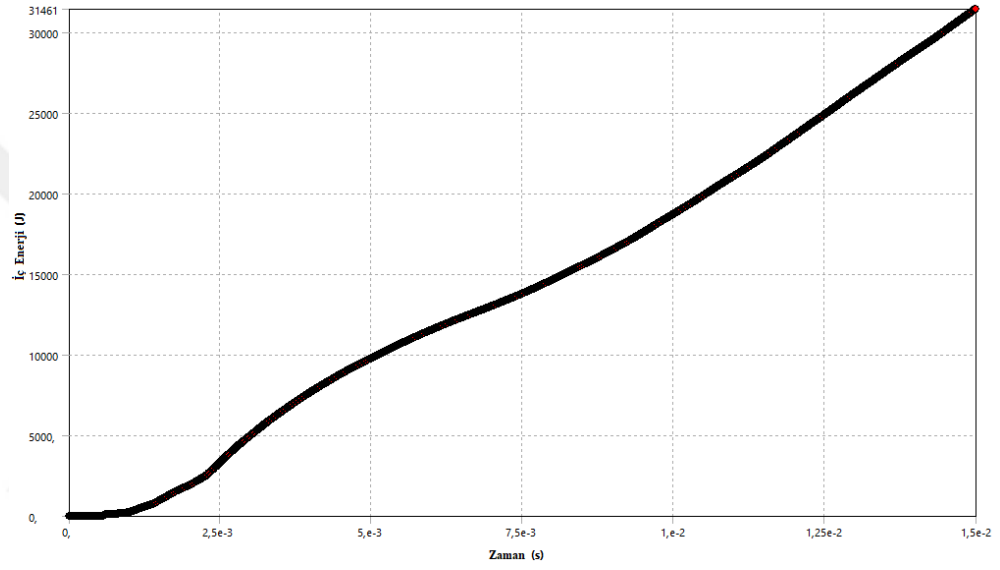
Şekil A.14. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



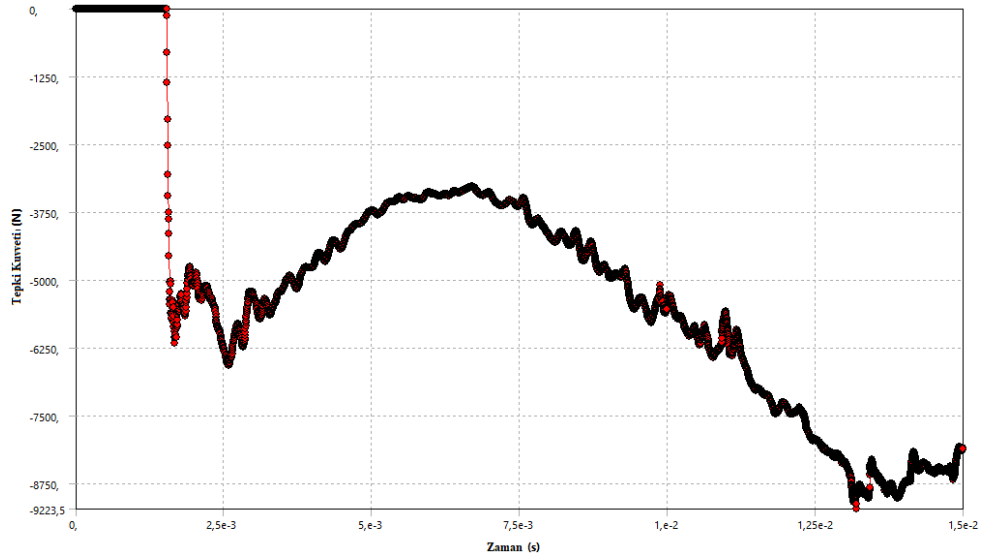
Şekil A.15. $t_1=1,6$ mm ve $t_2=1,5$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



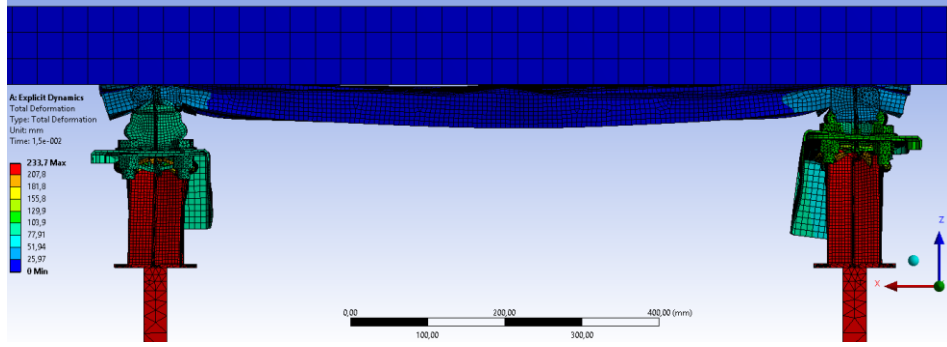
Şekil A.16. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



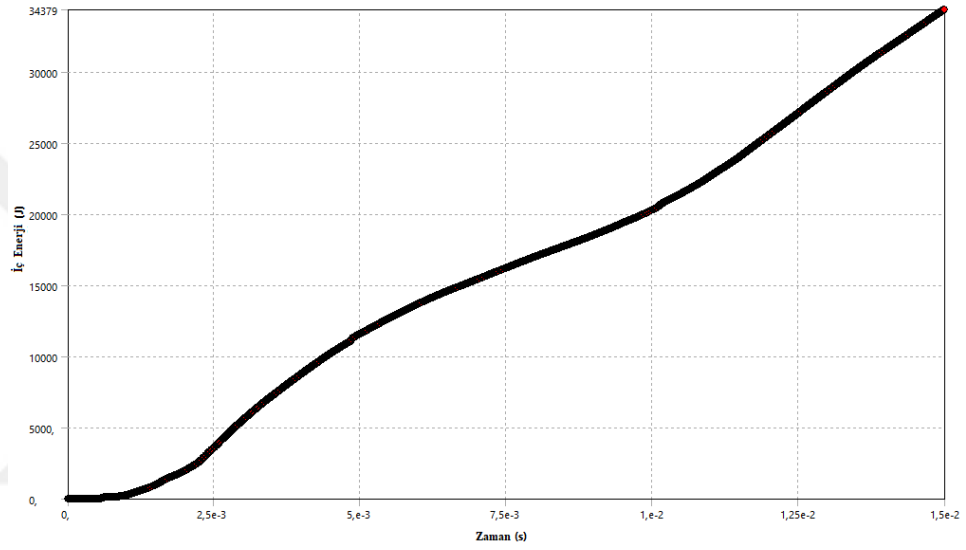
Şekil A.17. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



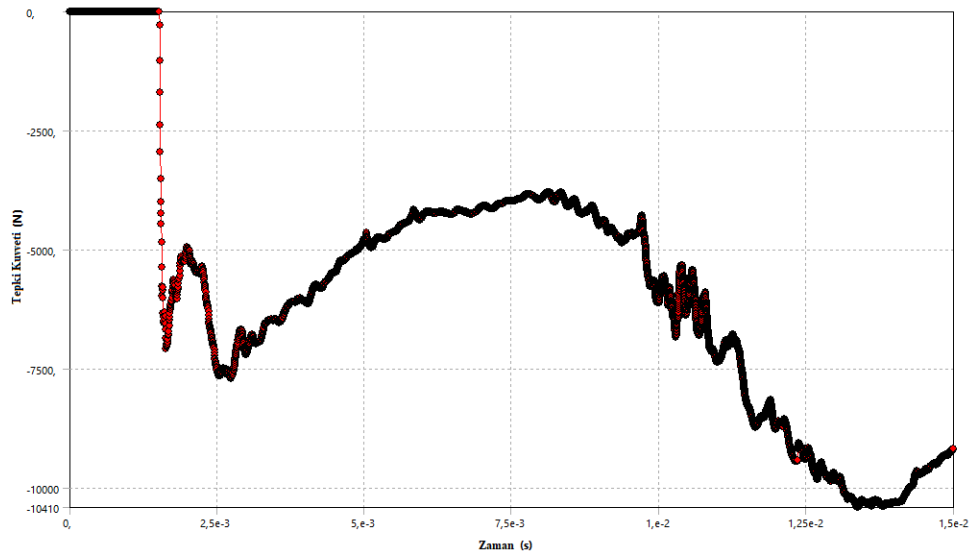
Şekil A.18. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,1$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



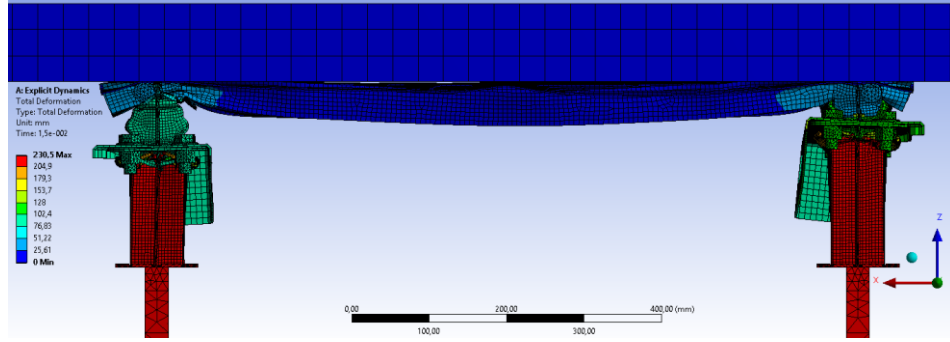
Şekil A.19. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



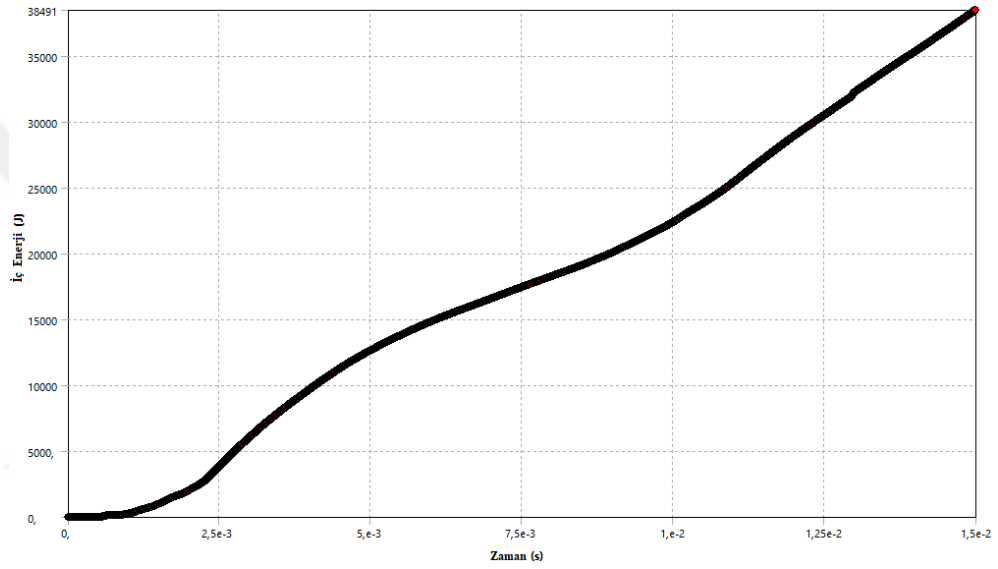
Şekil A.20. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



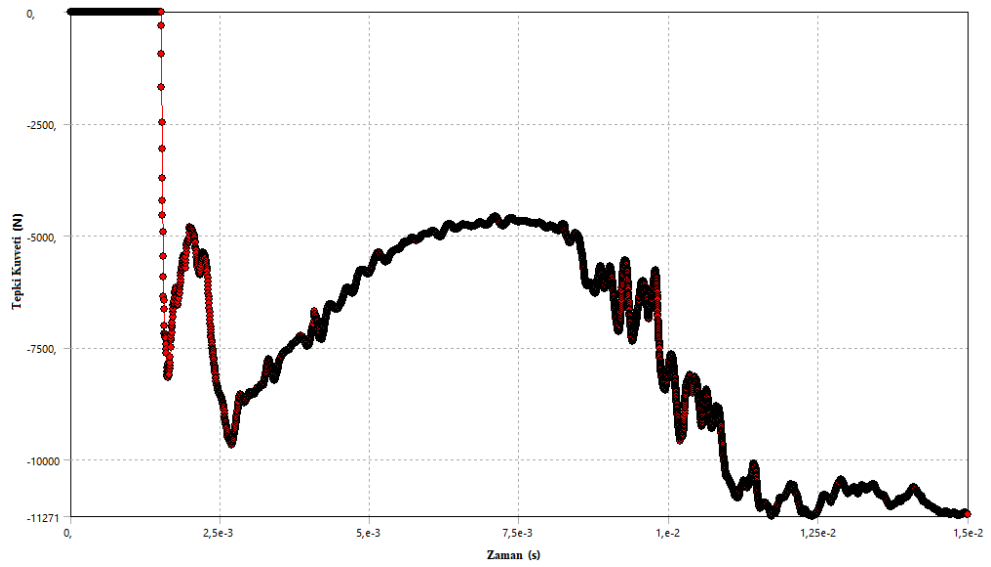
Şekil A.21. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,2$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



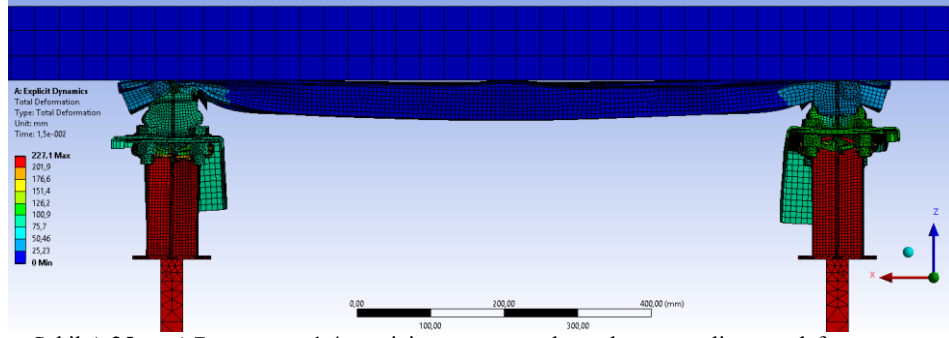
Şekil A.22. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,3$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



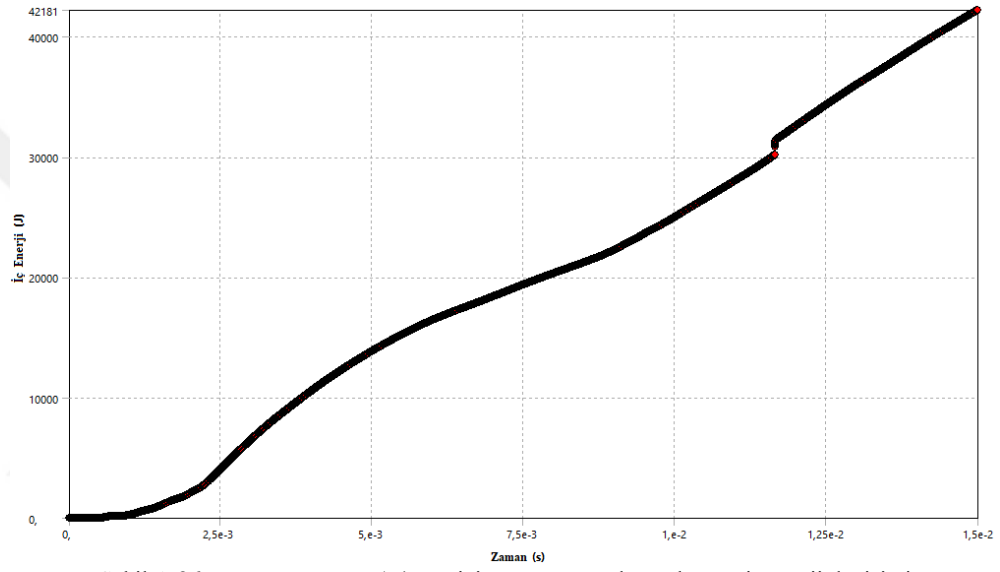
Şekil A.23. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,3$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



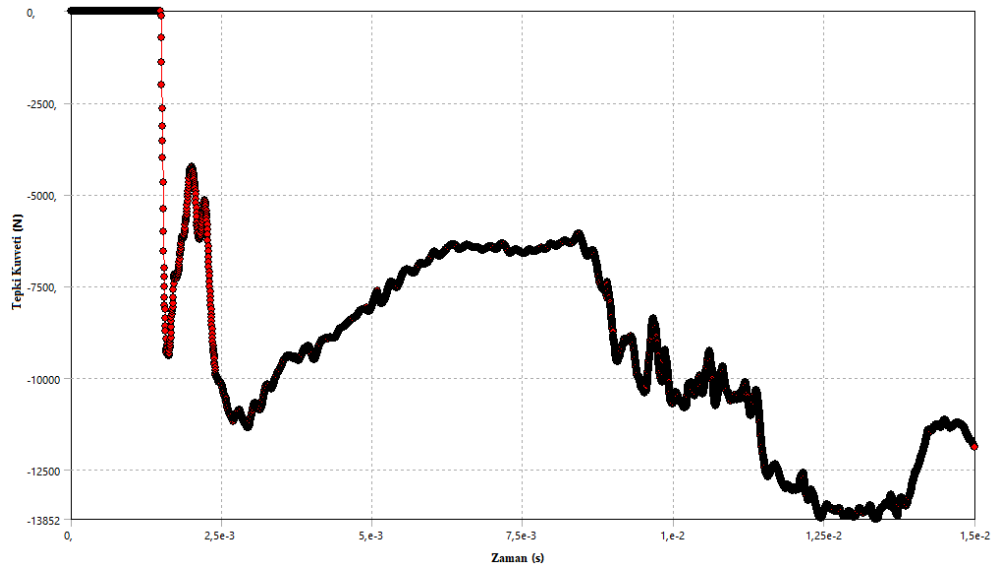
Şekil A.24. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,3$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



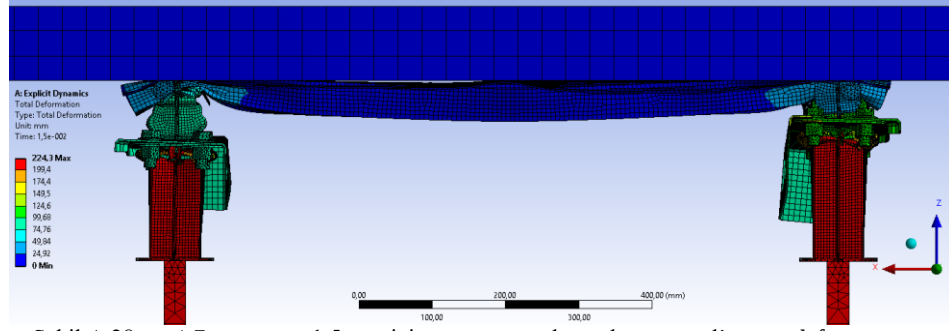
Şekil A.25. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



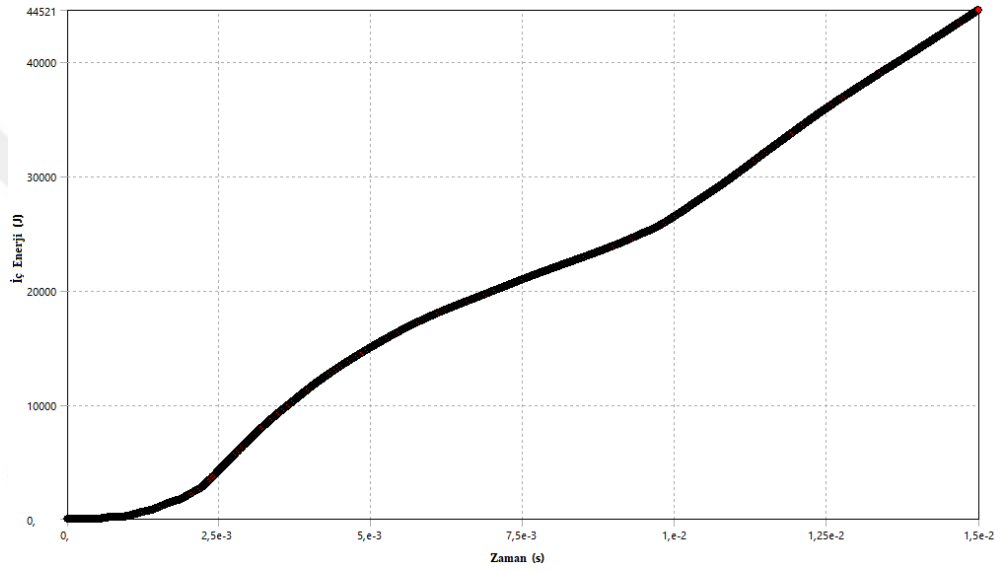
Şekil A.26. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



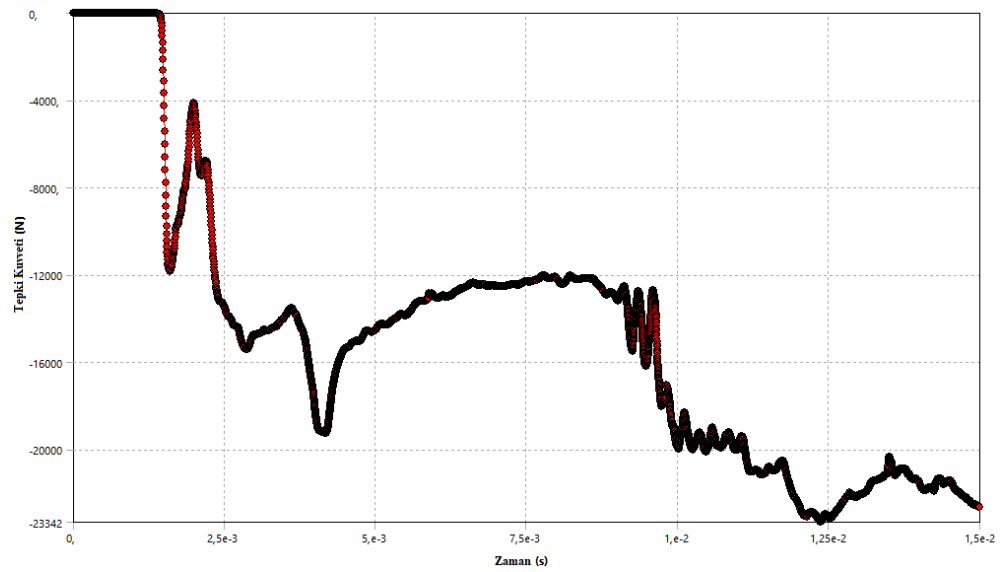
Şekil A.27. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,4$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



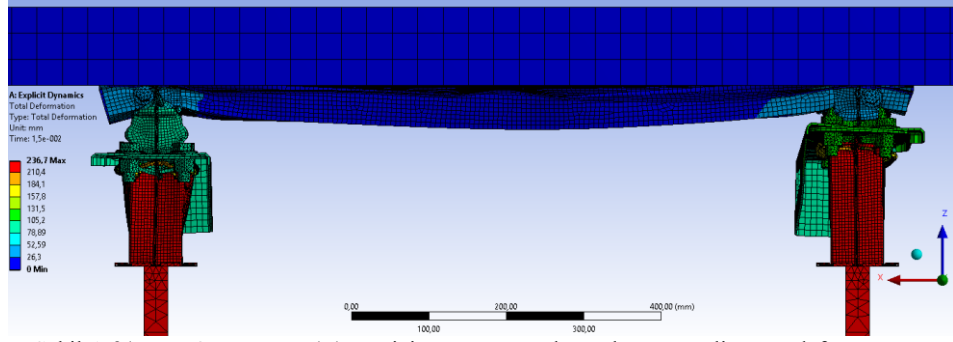
Şekil A.28. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



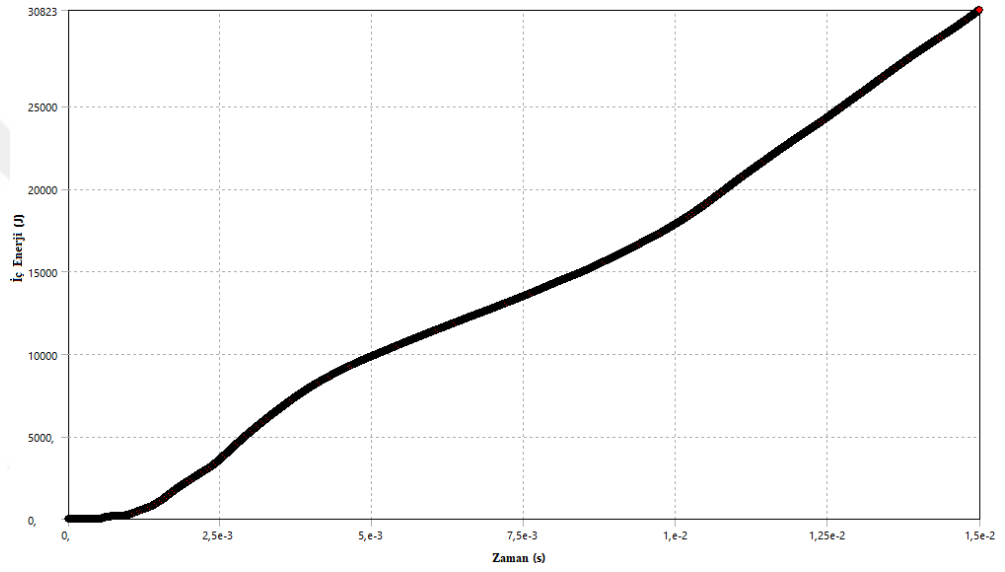
Şekil A.29. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



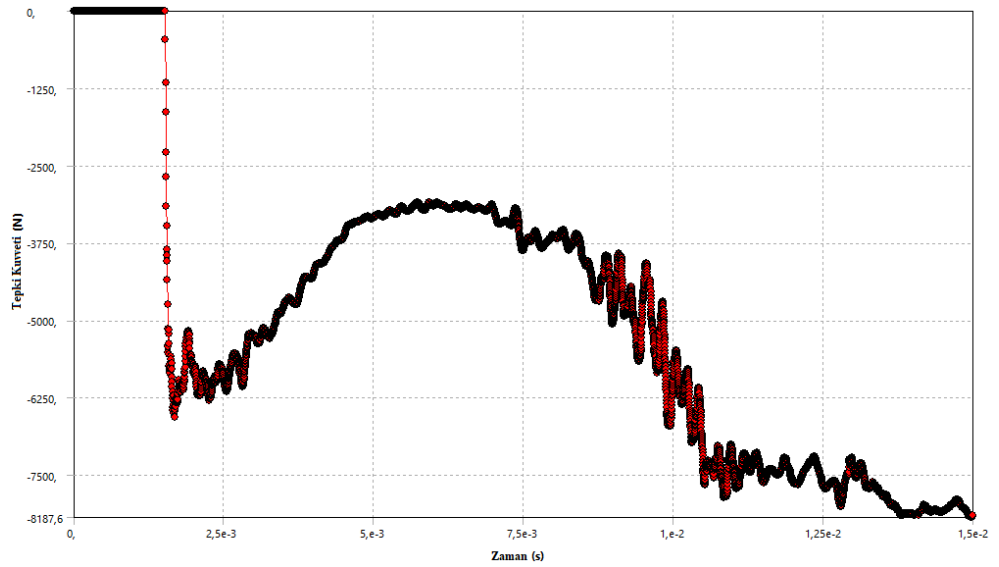
Şekil A.30. $t_1=1,7$ mm ve $t_2=1,5$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



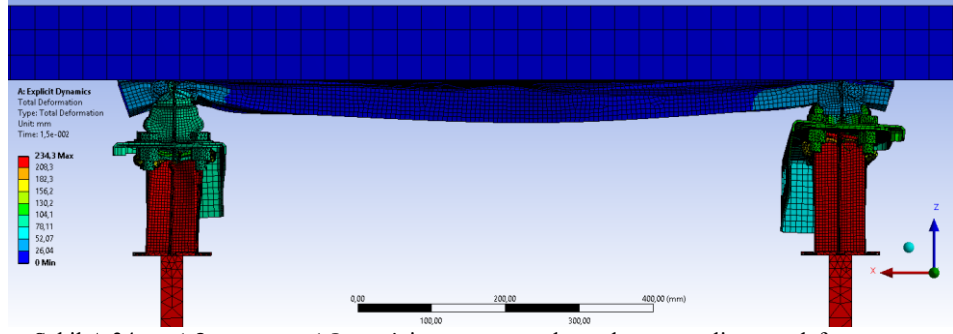
Şekil A.31. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



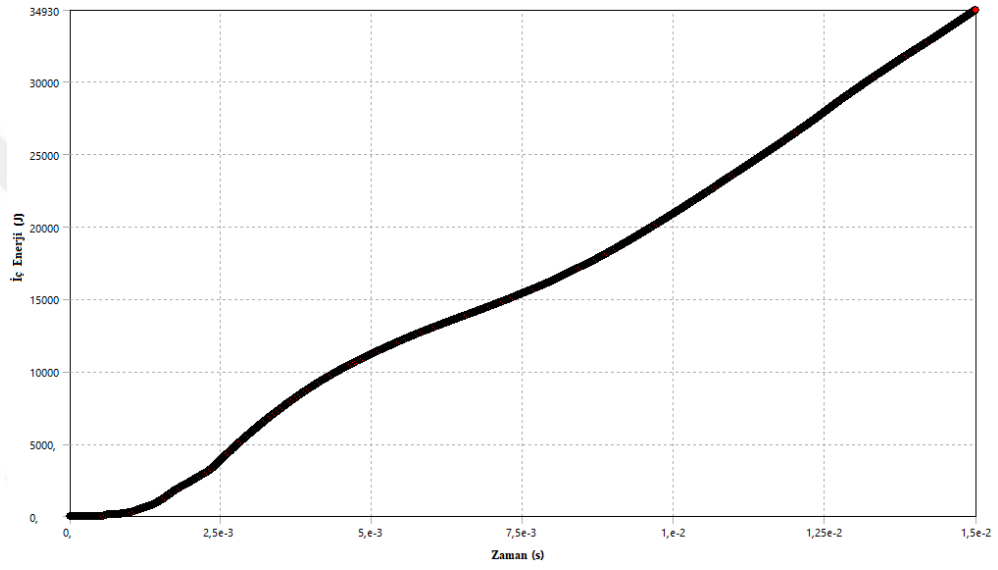
Şekil A.32. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



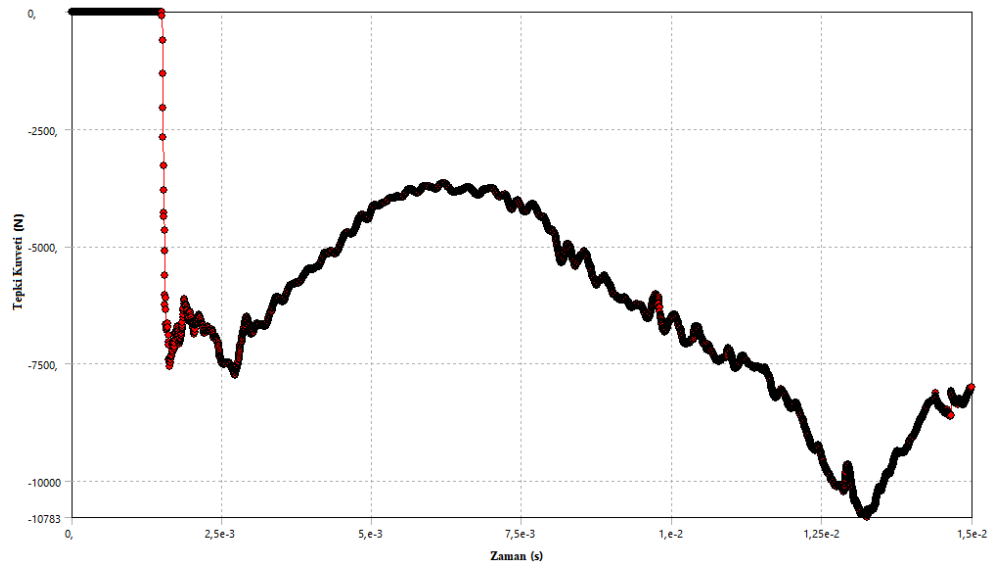
Şekil A.33. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,1$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



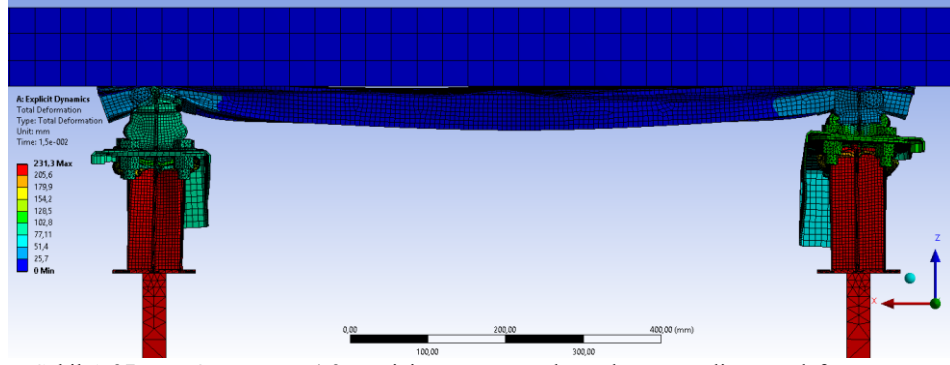
Şekil A.34. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



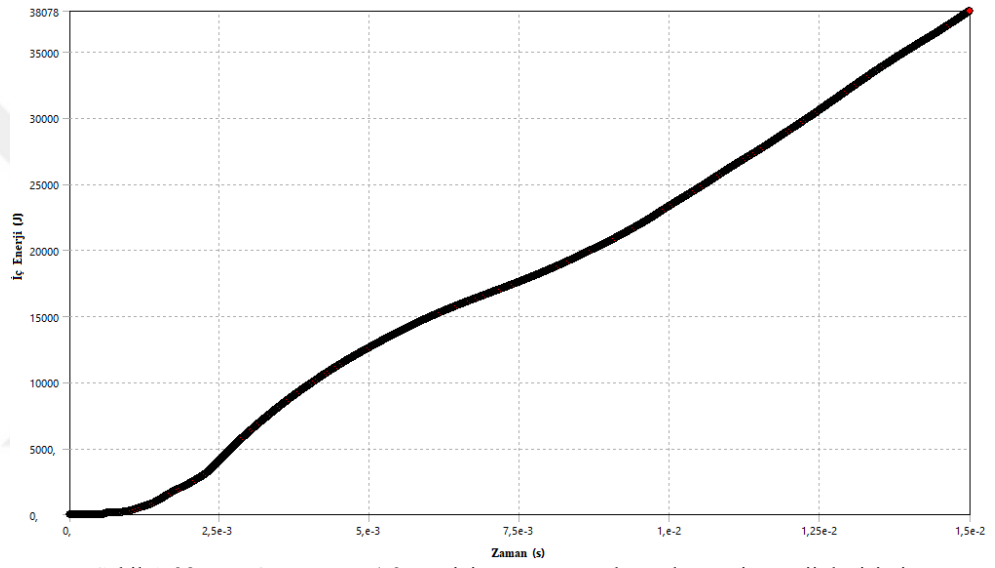
Şekil A.35. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



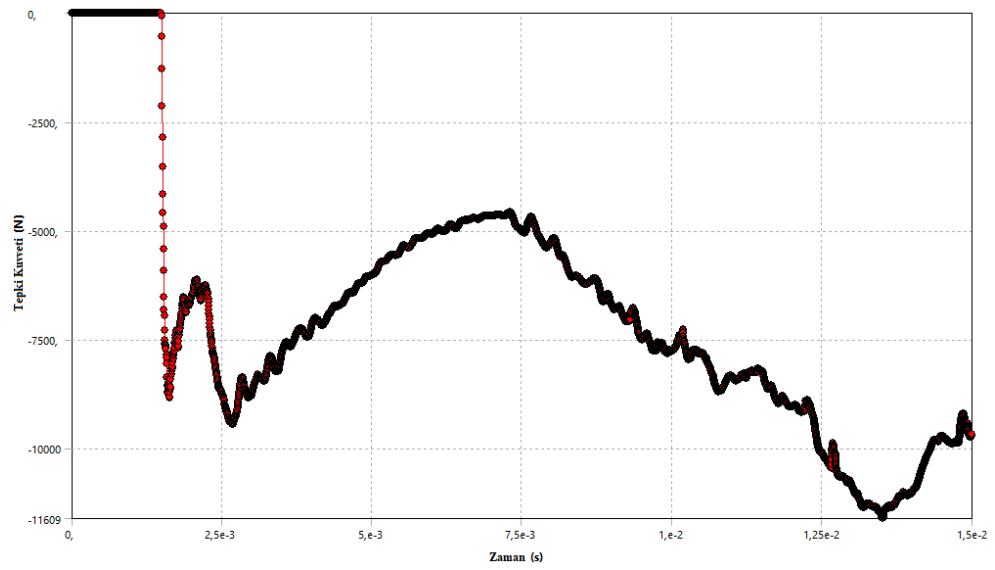
Şekil A.36. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,2$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



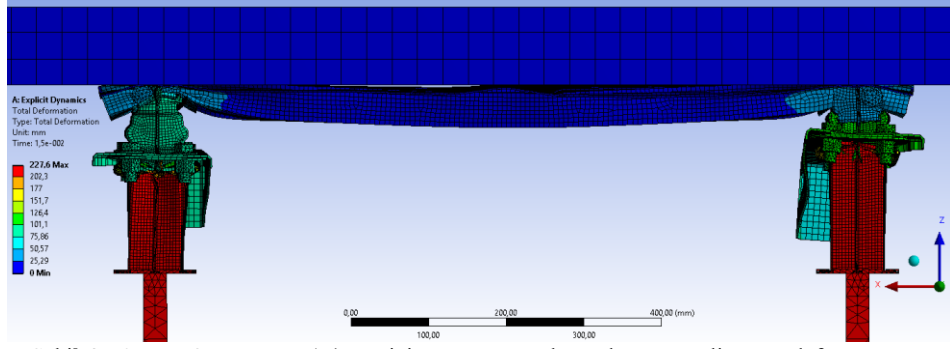
Şekil A.37. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,3$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



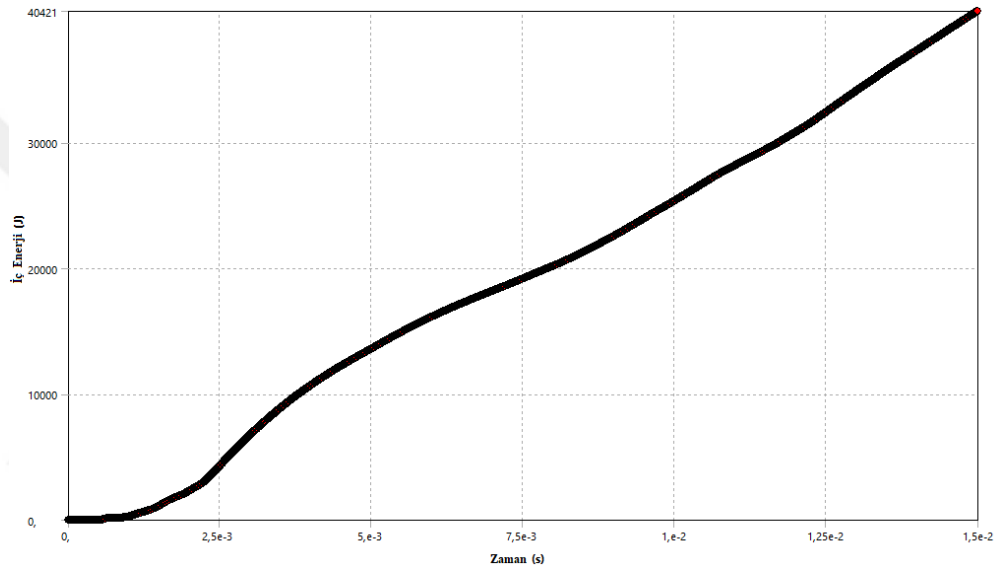
Şekil A.38. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,3$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



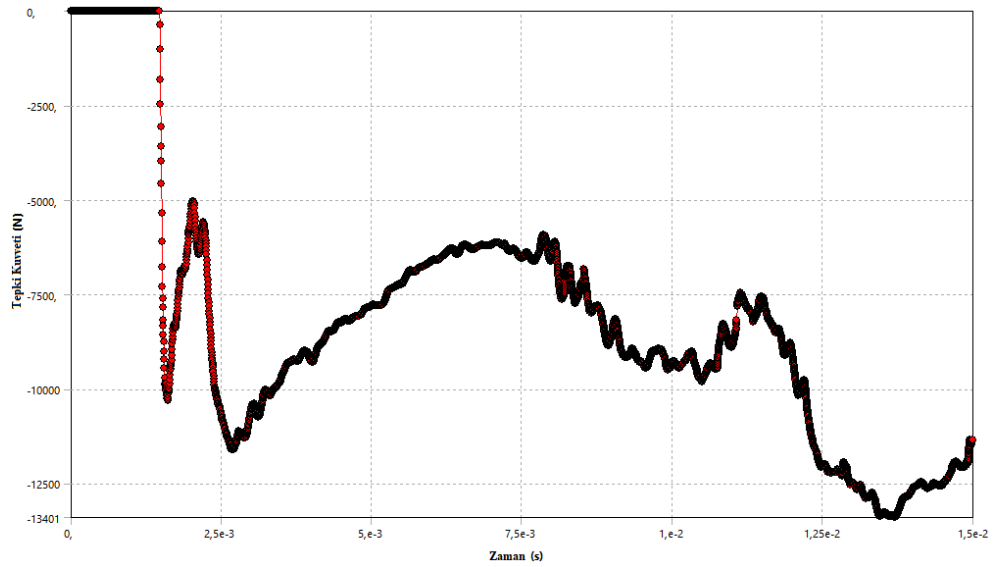
Şekil A.39. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,3$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



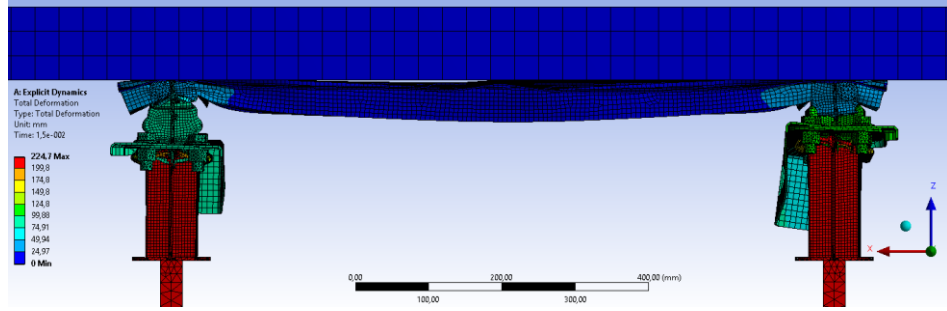
Şekil A.40. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



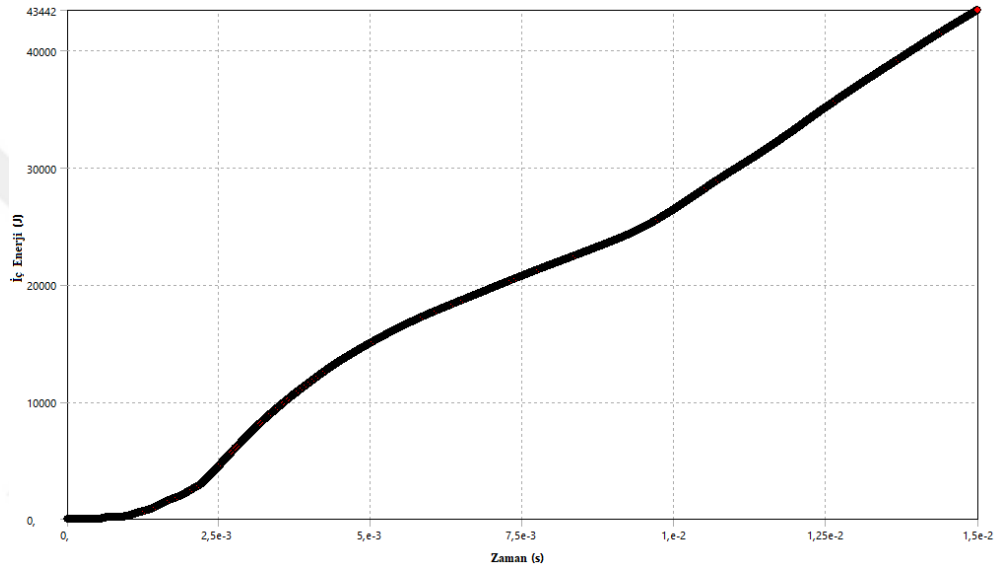
Şekil A.41. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



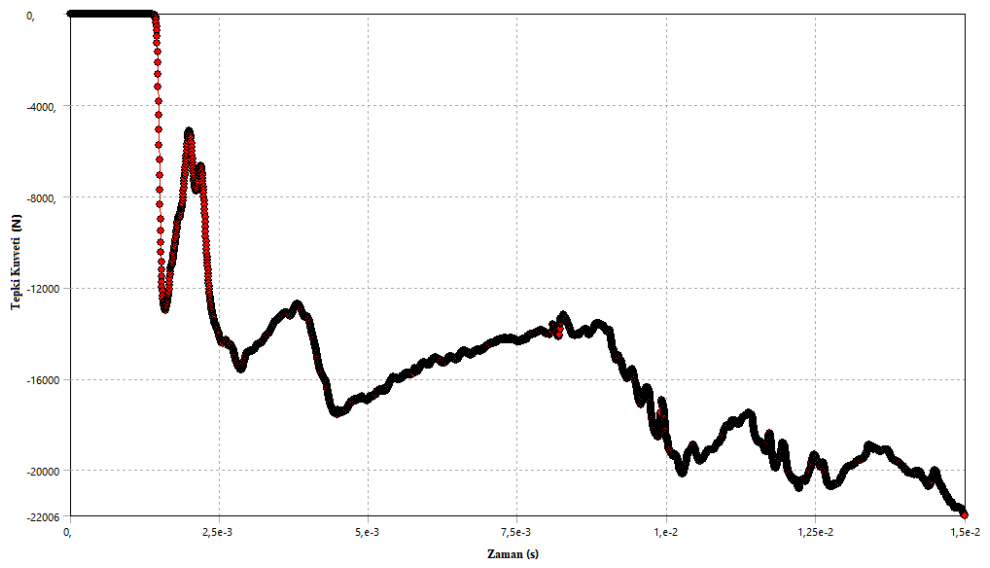
Şekil A.42. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,4$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



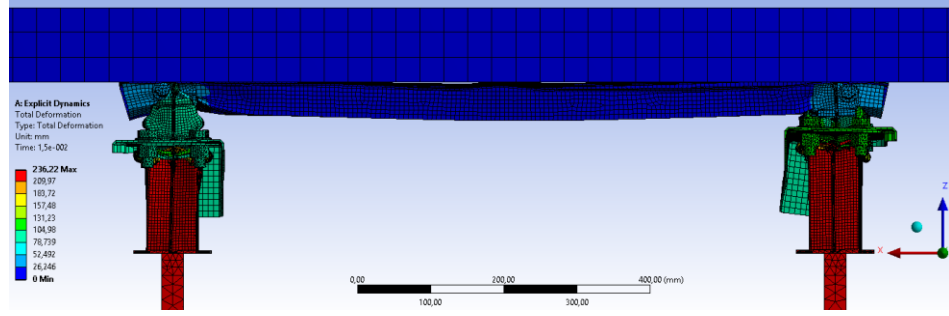
Şekil A.43. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



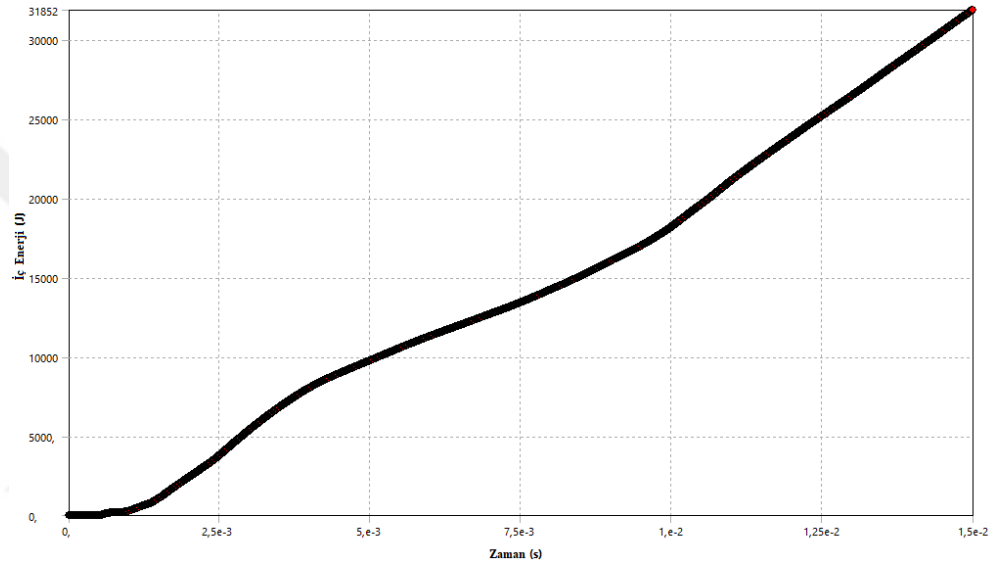
Şekil A.44. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



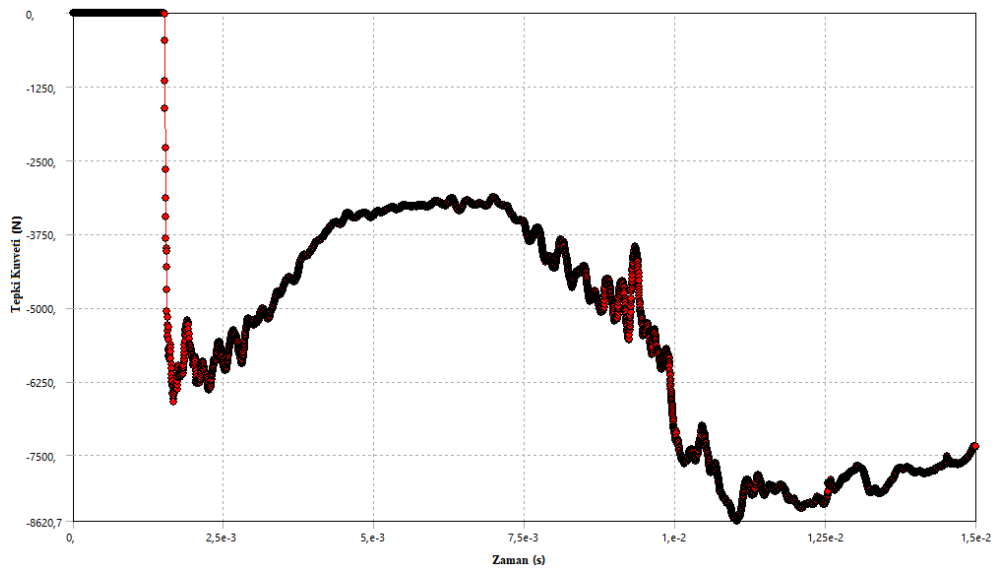
Şekil A.45. $t_1=1,8$ mm ve $t_2=1,5$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



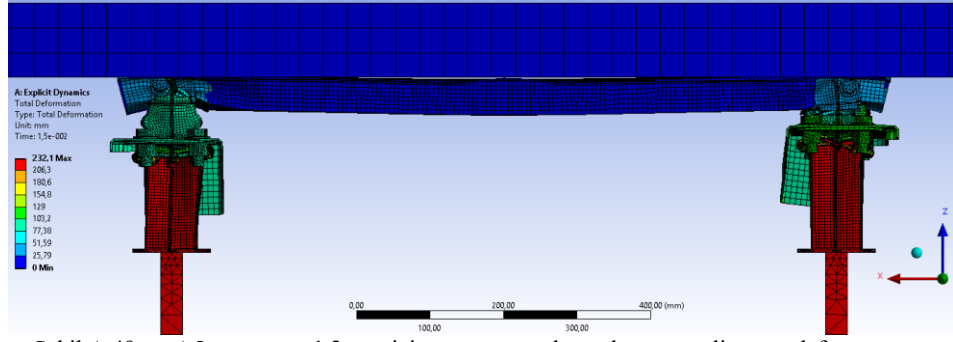
Şekil A.46. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



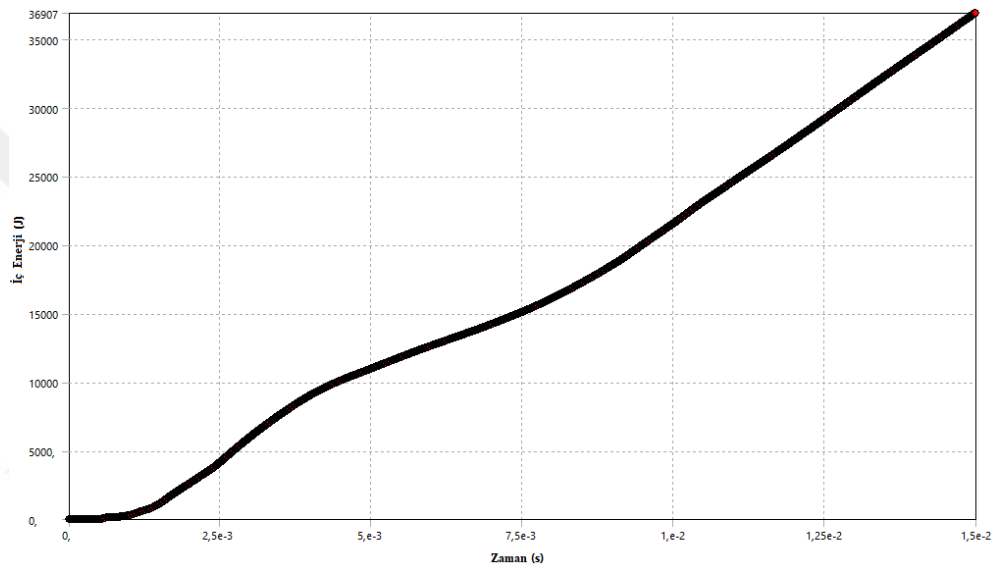
Şekil A.47. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



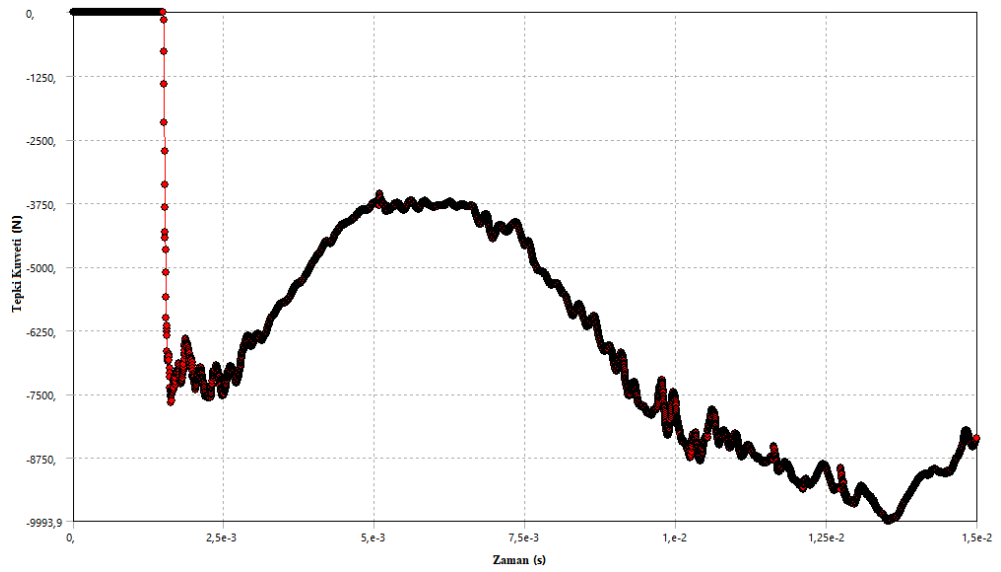
Şekil A.48. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,1$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



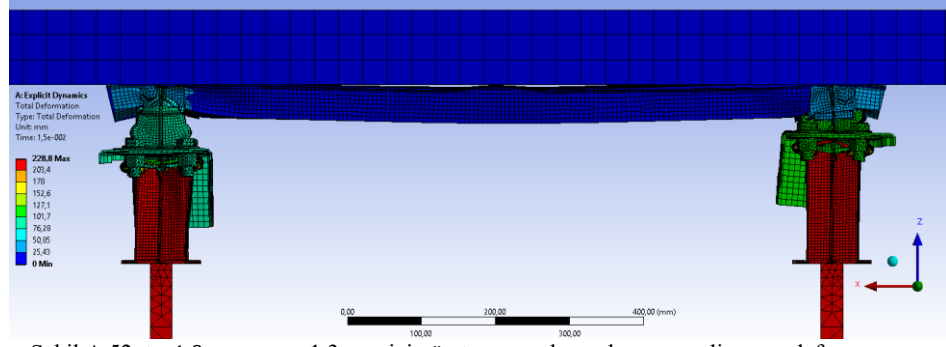
Şekil A.49. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



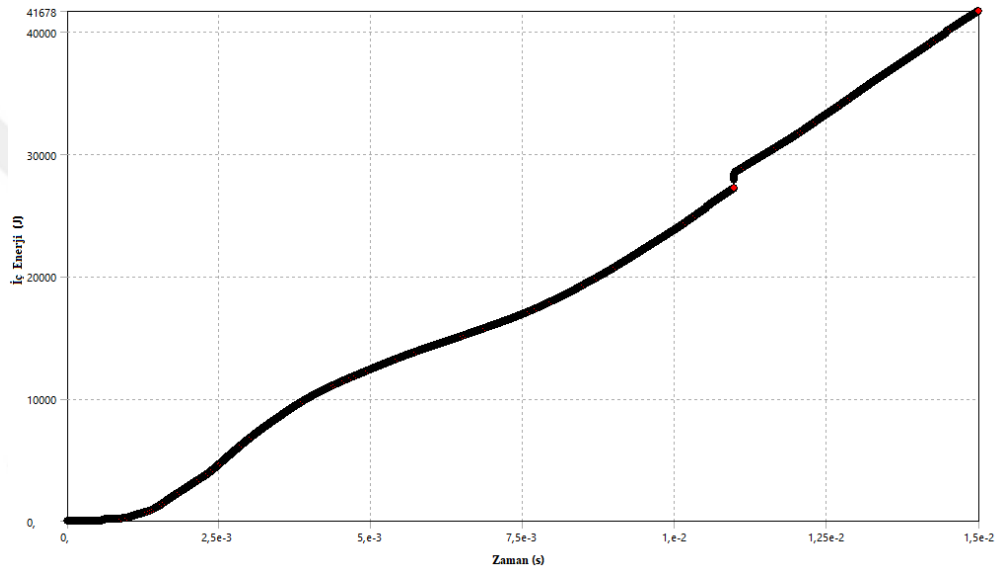
Şekil A.50. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



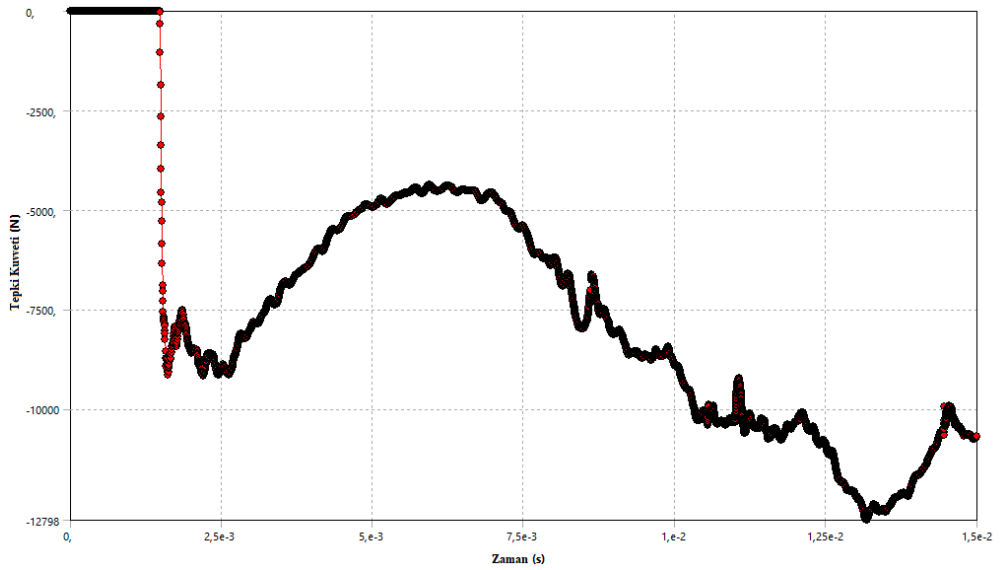
Şekil A.51. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,2$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



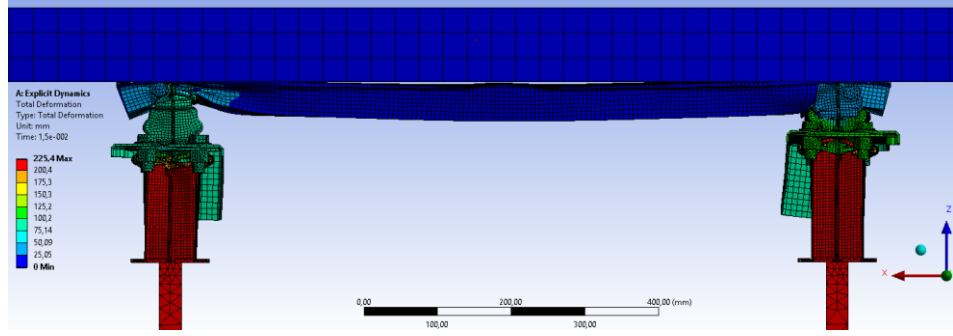
Şekil A.52. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,3$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



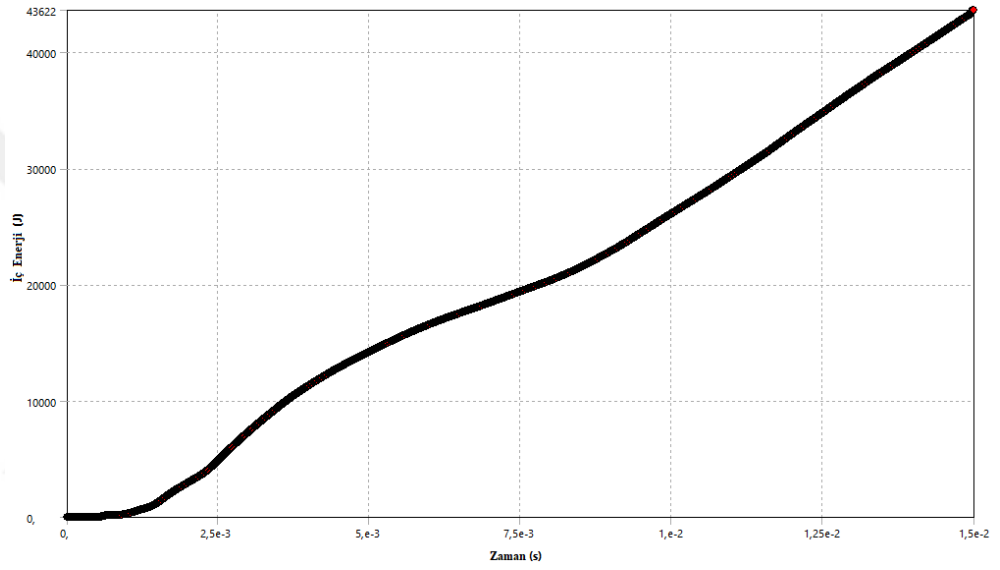
Şekil A.53. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,3$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



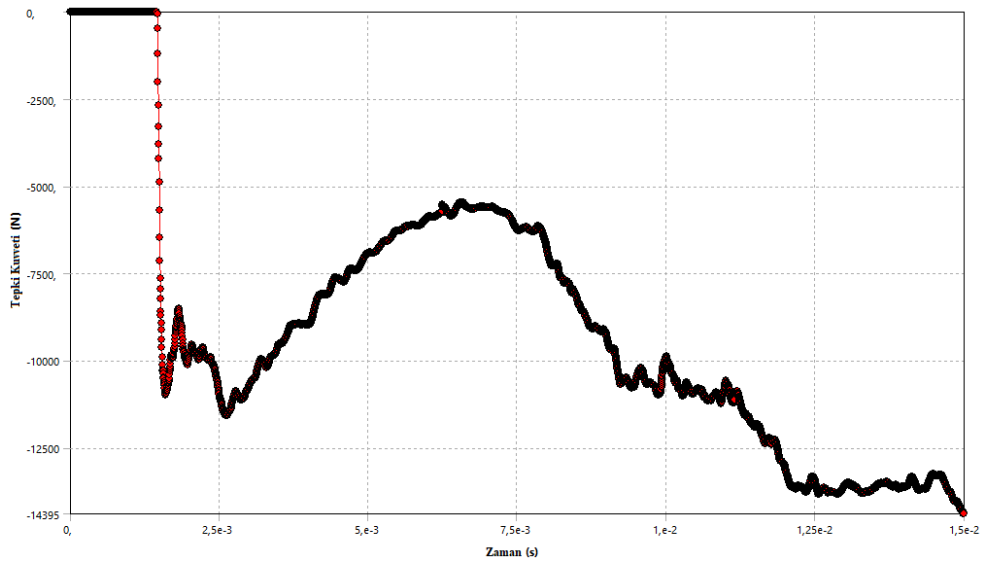
Şekil A.54. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,3$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



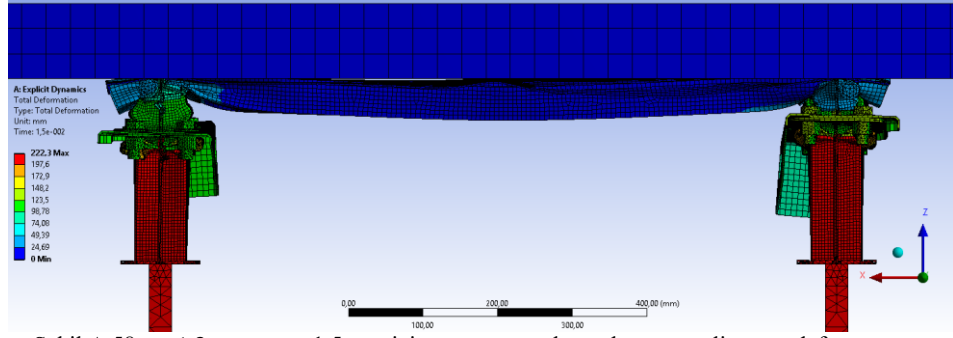
Şekil A.55. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



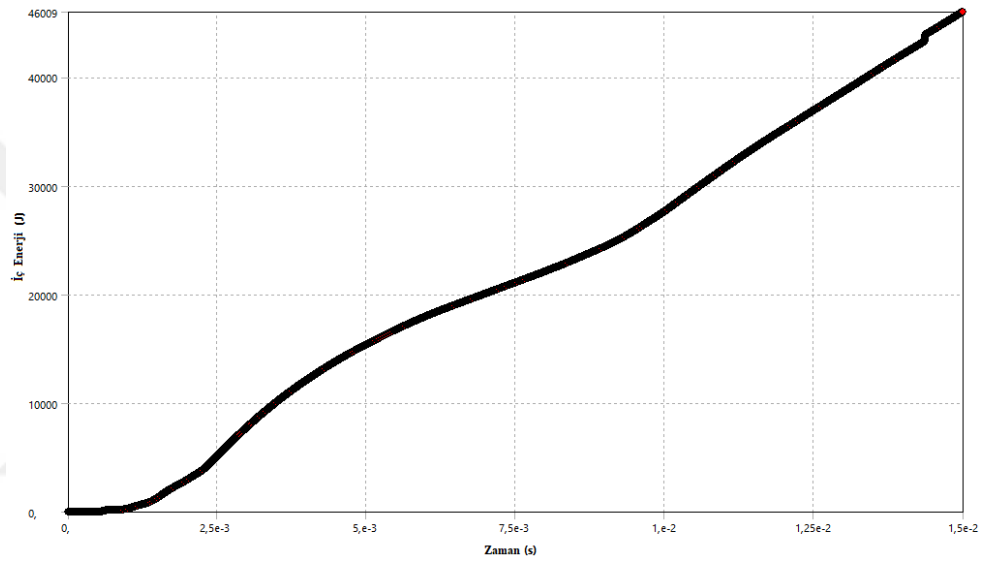
Şekil A.56. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



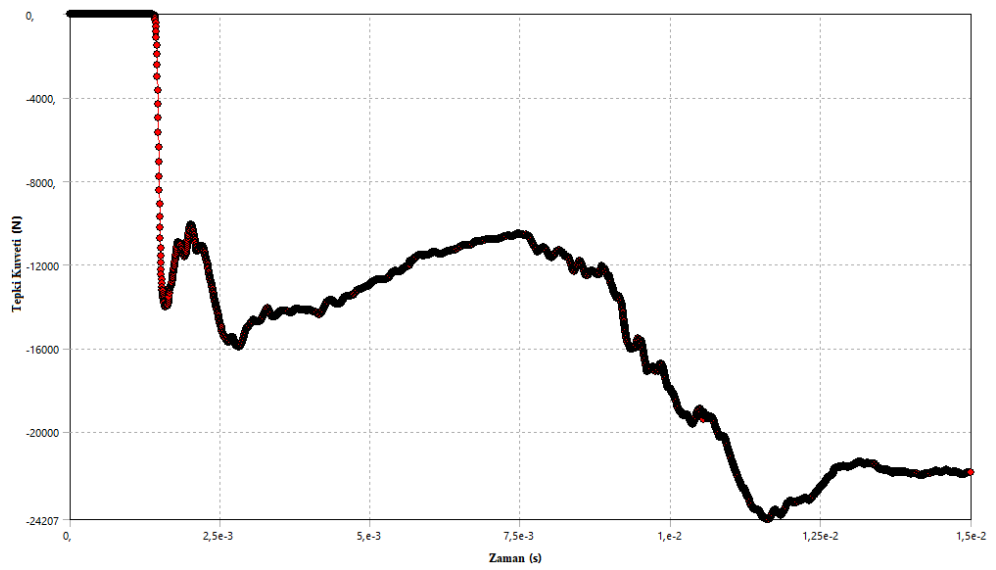
Şekil A.57. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,4$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



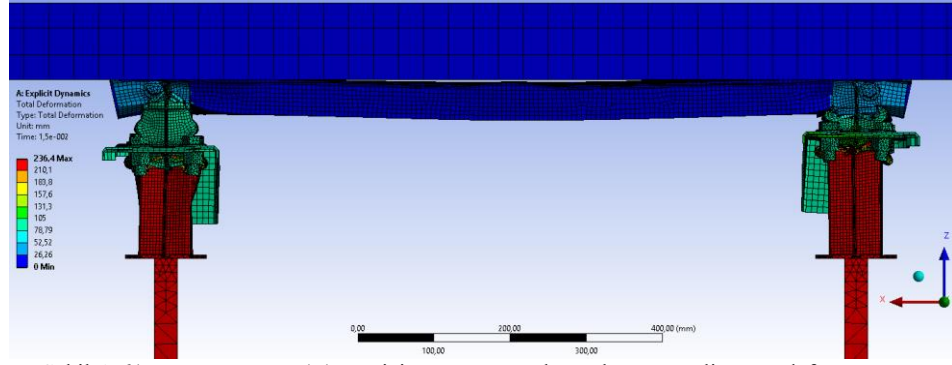
Şekil A.58. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



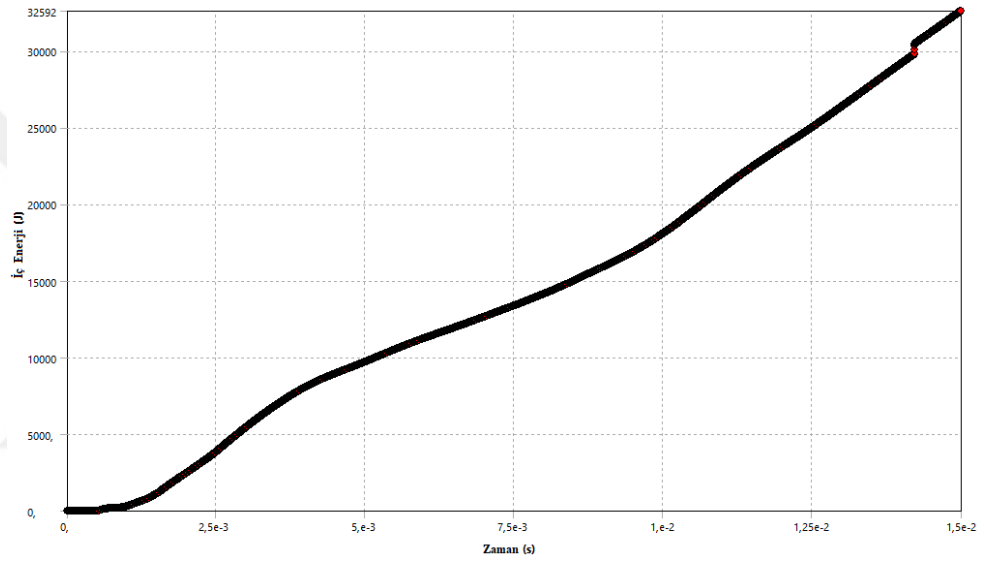
Şekil A.59. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



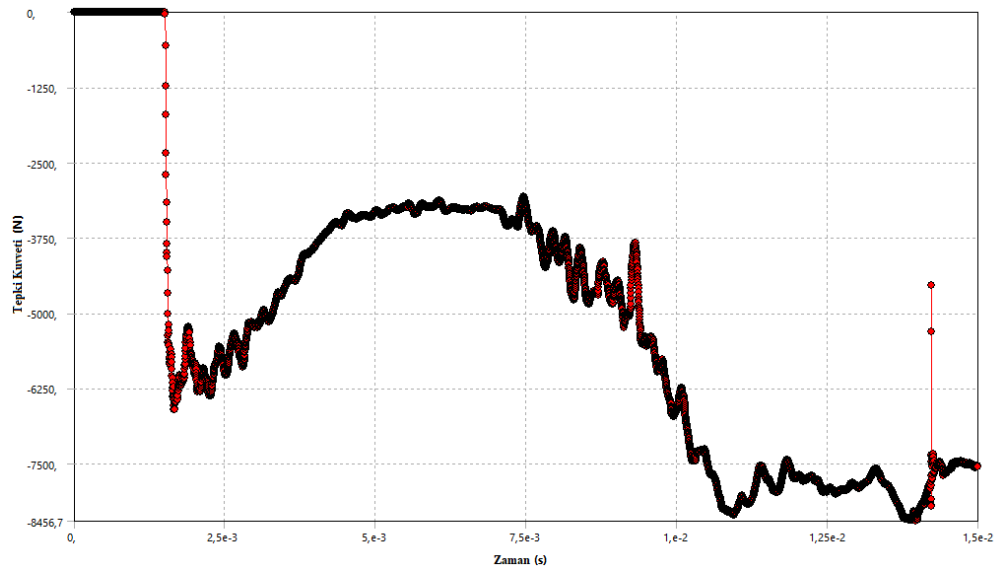
Şekil A.60. $t_1=1,9$ mm ve $t_2=1,5$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



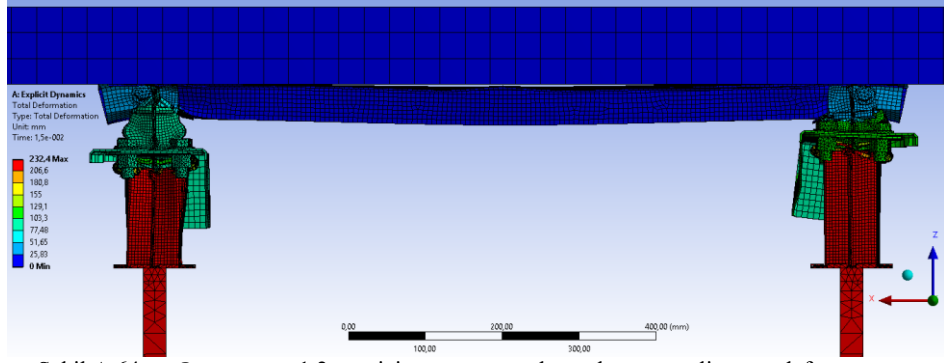
Şekil A.61. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



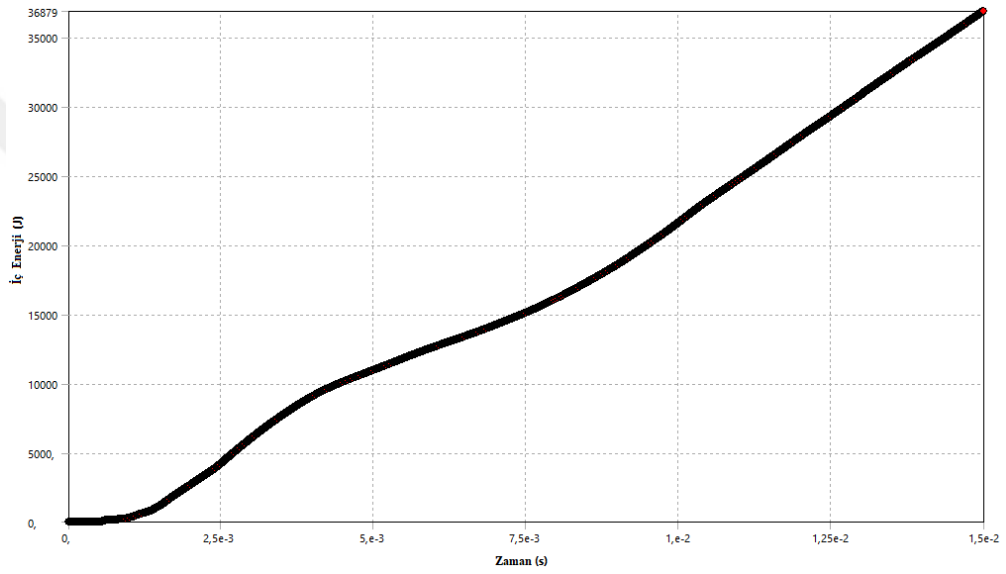
Şekil A.62. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,1$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



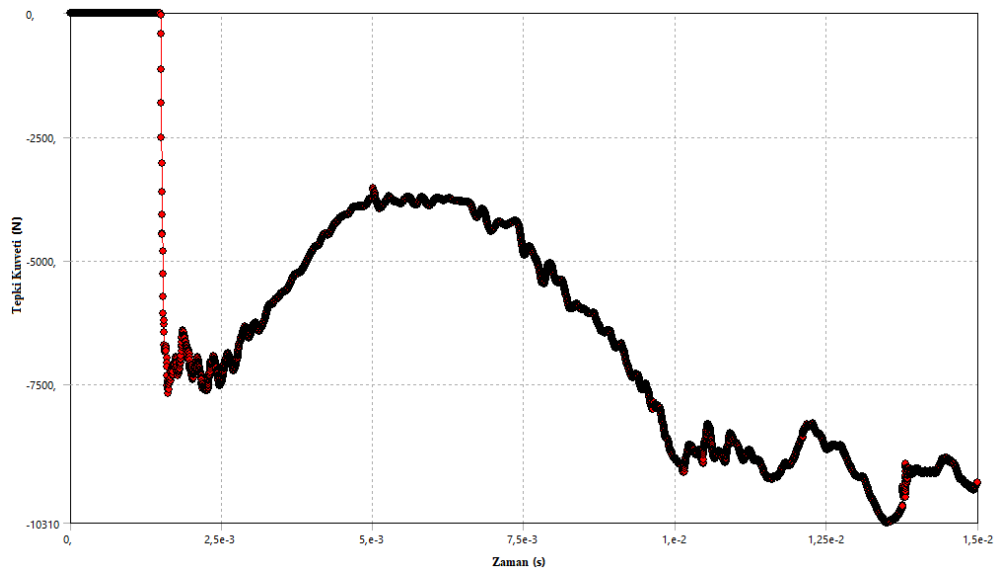
Şekil A.63. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,1$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



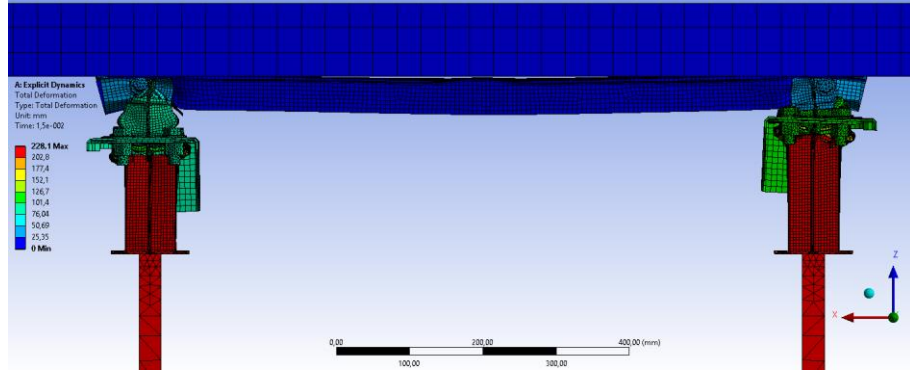
Şekil A.64. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



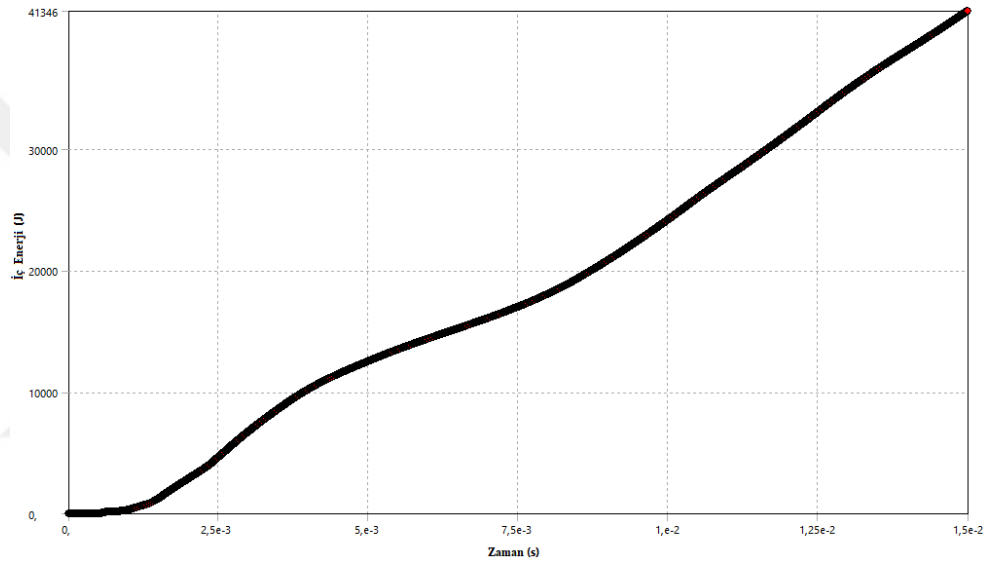
Şekil A.65. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,2$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



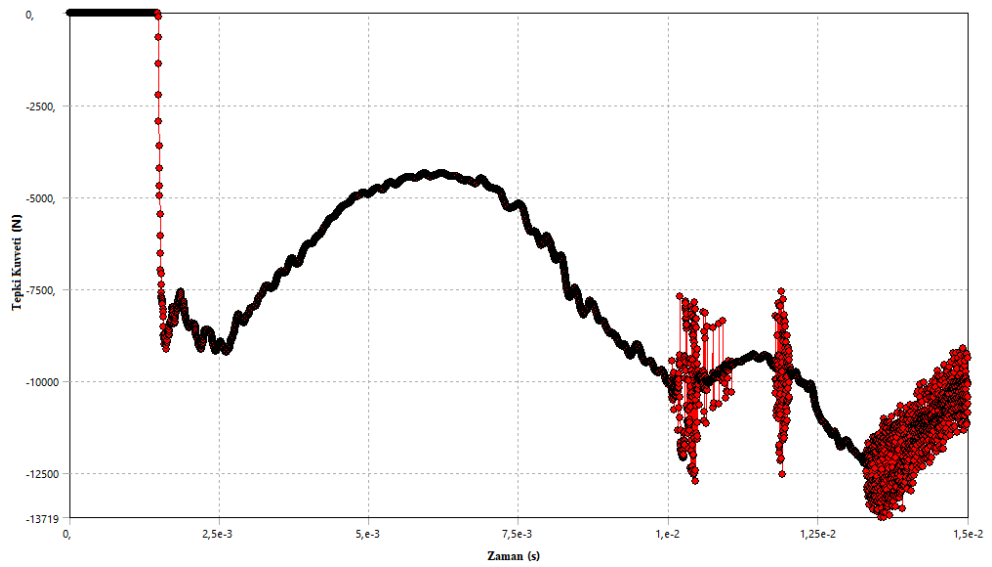
Şekil A.66. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,2$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



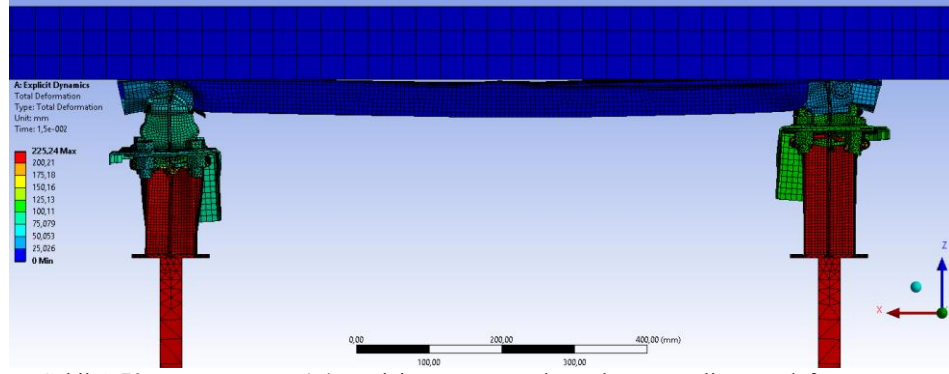
Şekil A.67. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,3$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



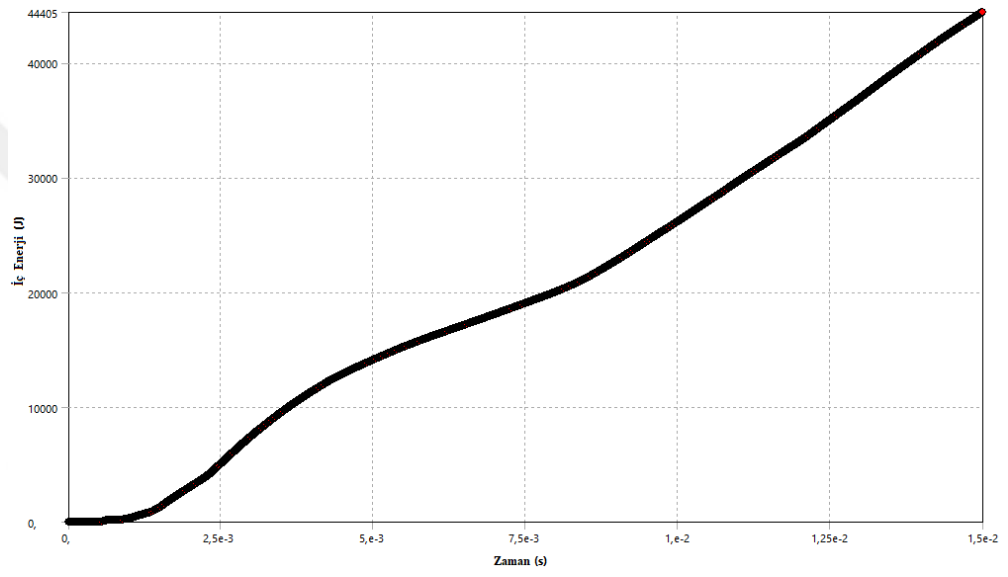
Şekil A.68. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,3$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



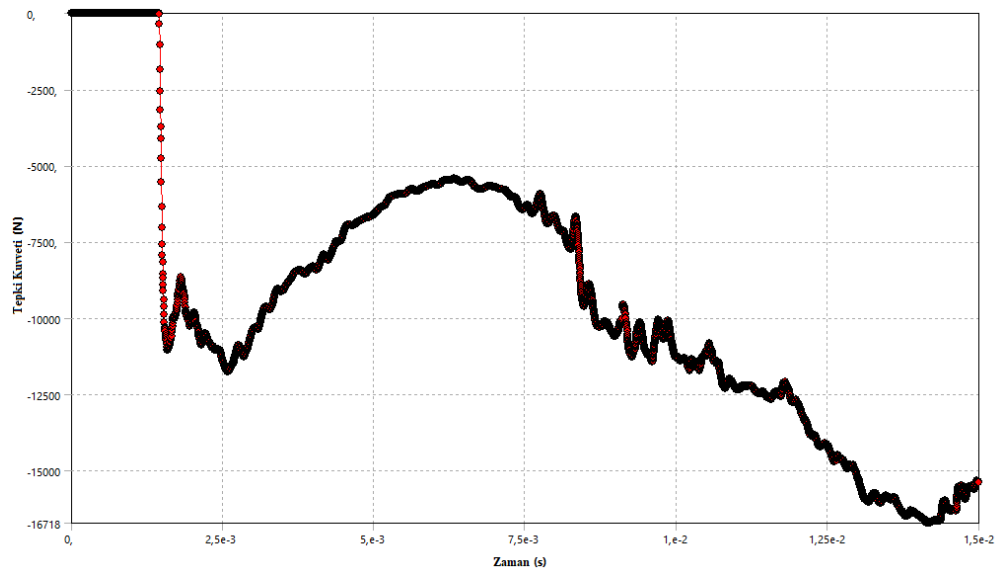
Şekil A.69. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,3$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



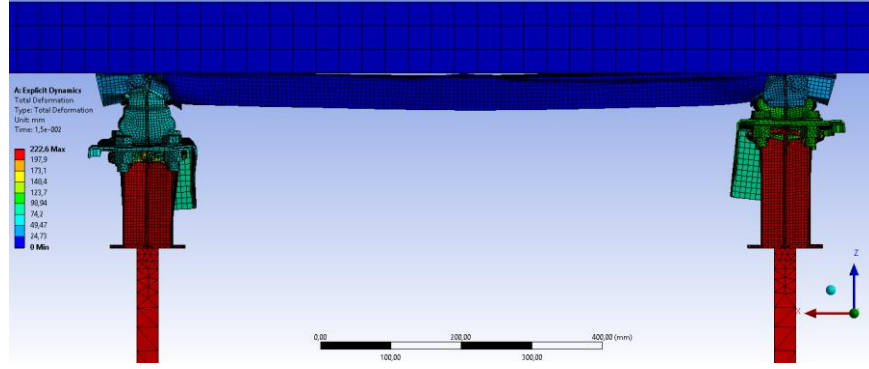
Şekil A.70. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



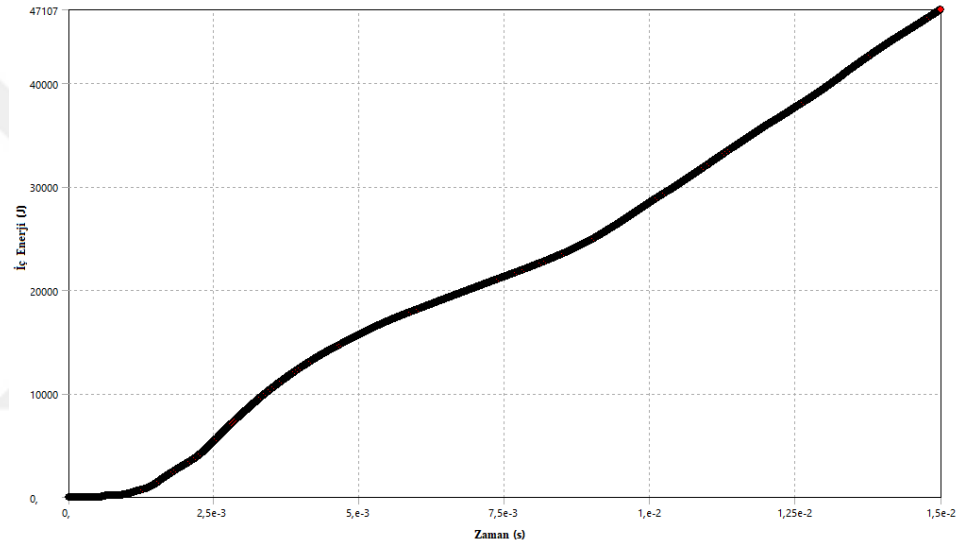
Şekil A.71. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,4$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



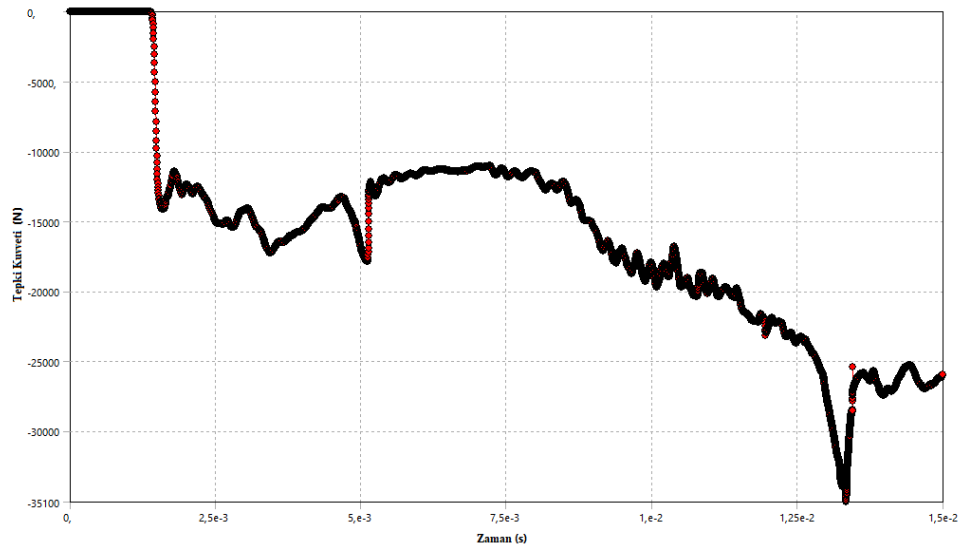
Şekil A.72. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,4$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi



Şekil A.73. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının analiz sonu deformasyonu



Şekil A.74. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,5$ mm için ön tampon elemanlarının iç enerji değişimi



Şekil A.75. $t_1=2$ mm ve $t_2=1,5$ mm için Z doğrultusunda kafese gelen tepki kuvveti değişimi

ÖZGEÇMİŞ

Muhammed Talha Aşkar, 1992’de Sakarya’da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Sakarya’da tamamladıktan sonra 2011 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği’nde lisans eğitimine başladı. 2015 yılında lisans mezuniyetinden sonra aynı yıl Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği’nde yüksek lisans eğitimine başladı ve lisansüstü eğitime halen devam etmektedir.

