



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL ÖN TAMPON ÇARPIŞMA ANALİZİ  
VE OPTİMİZASYONU

İsmail ÖZTÜRK

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2008



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL ÖN TAMPON ÇARPIŞMA ANALİZİ  
VE OPTİMİZASYONU

İsmail ÖZTÜRK

Yrd. Doç. Dr. Necmettin KAYA  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2008

T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL ÖN TAMPON ÇARPIŞMA ANALİZİ  
VE OPTİMİZASYONU

İsmail ÖZTÜRK

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez 6/5/2008 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Yrd.Doç.Dr.Necmettin KAYA Prof.Dr.Ferruh ÖZTÜRK Prof.Dr.Recep EREN  
Danışman

**ÖZET**

Bu çalışmada, %100 ve %40 offsetli çarpışmaya maruz kalan otomobil ön tampon ve darbe emici sisteminin enerji absorpsiyonu incelenmiştir. Bu amaçla lineer olmayan sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve Ls-Dyna yazılımı ile çözülmüştür. Deney tasarımı metodu ile yaklaşık tasarım fonksiyonları oluşturulmuş ve toplam ağırlığın minimizasyonu için boyut optimizasyon problemi tanımlanmıştır. Optimizasyon problemi Matlab yardımı ile çözümlenerek %100 ve %40 offsetli çarpışma durumu için optimum sac kalınlığı bulunmuştur. Bu çalışma ile ayrıca darbe emici üzerinde oluşturulan katlanma başlatıcı geometrilerin toplam enerji absorpsiyonuna etkisinin oldukça az olmasına karşı, çarpma başlangıcındaki maksimum tepki kuvvetlerini önemli ölçüde düşürdüğü gözlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Tampon, darbe emici, çarpışma analizi

**ABSTRACT**

The objective of this study is to investigate the crash energy absorption of bumper-crash box system subjected to %100 and 40% offset impact loading. Nonlinear finite element model has been created and impact test was simulated using Ls-Dyna software. Design of experiment method is used to construct approximated design functions then size optimization technique is defined to solve the problem of minimization of the total weight. Matlab was used to solve the size optimization problem and optimum sheet thickness value was determined for the impact condition of %100 and 40% offset. The study also has shown that crushing initiator geometry on the crash box significantly decrease the maximum initial reaction force but its effect on energy absorbing capacity was relatively small.

**Key Words:** Bumper, crash box, crash analysis

## İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

TEZ ONAY SAYFASI .....	II
ÖZET.....	III
ABSTRACT.....	IV
İÇİNDEKİLER .....	V
KISALTMALAR DİZİNİ.....	VIII
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	X
SİMGELER DİZİNİ.....	XIV
KURAMSAL TEMELLER .....	1
1. OTOMOBİLLERDE PASİF GÜVENLİK SİSTEMLERİ .....	3
1.1. Dış Güvenlik .....	3
1.2. İç Güvenlik.....	4
1.2.1. Emniyet kemerleri.....	6
1.2.2. Hava yastıkları .....	8
1.2.2.1. Diz hava yastıkları.....	10
1.2.2.2. Koruyucu yan hava perdeleri .....	10
1.2.2.3. Göğüs/kafa koruma ünitesi .....	11
1.2.2.4. Yan darbe hava yastıkları.....	12
1.2.3. WHIPS (Boyun zedelenmesi koruma sistemi).....	13
1.2.4. ROPS ( Devrilmeye karşı koruma sistemi).....	13
1.2.5. SIPS (Yan darbe koruma sistemi) .....	14
1.3. Taşıt Gövdesinin Deformasyon Davranışı .....	15
2. ARAÇ ÇARPIŞMALARINDA GENEL DİNAMİKLER.....	18
2.1. Önden Çarpma .....	18
2.2. Yandan Çarpma.....	23
3. ARAÇ ÇARPIŞMALARINDA EZİLME KARAKTERİSTİKLERİ.....	24
3.1. Rijit Bir Bariyere Çarpma .....	24
3.2. İki Araç Arasındaki Önden Çarpışmalar .....	29
4. ARAÇ ÇARPIŞMA TEST VE SİMÜLASYONLARI.....	31
4.1. Araçlarda Deneysel Çarpışma Testleri.....	31
4.1.1. Euro NCAP araç çarpışma testleri tarihçesi.....	31
4.1.2. Euro NCAP deneysel çarpışma testleri .....	33
4.1.2.1. Önden çarpma testi.....	33
4.1.2.2. Yandan çarpma testi.....	34
4.1.2.3. Yandan çarpma kafa koruma testi.....	35

4.1.2.4. Çocuk yolcu koruma testi .....	36
4.1.2.5. Yaya güvenliği testleri .....	36
4.2. Araçlarda Dinamik Çarpışma Analizleri.....	37
5. TAMPON ÇARPIŞMA ANALİZLERİ.....	40
5.1. %40 Offset İçin Tampon Çarpışma Analizi Sonuçları .....	46
5.1.1. %40 offset n=0, t=1 mm için analiz sonuçları .....	46
5.1.2. %40 offset n=0, t=2 mm için analiz sonuçları .....	47
5.1.3. %40 offset n=0, t=3 mm için analiz sonuçları .....	49
5.1.4. %40 offset n=0, t=4 mm için analiz sonuçları .....	50
5.1.5. %40 offset n=0, t=5 mm için analiz sonuçları .....	52
5.1.6. %40 offset n=1, t=1 mm için analiz sonuçları .....	53
5.1.7. %40 offset n=1, t=2 mm için analiz sonuçları .....	55
5.1.8. %40 offset n=1, t=3 mm için analiz sonuçları .....	56
5.1.9. %40 offset n=1, t=4 mm için analiz sonuçları .....	58
5.1.10. %40 offset n=1, t=5 mm için analiz sonuçları .....	59
5.1.11. %40 offset n=2, t=1 mm için analiz sonuçları .....	61
5.1.12. %40 offset n=2, t=2 mm için analiz sonuçları .....	62
5.1.13. %40 offset n=2, t=3 mm için analiz sonuçları .....	64
5.1.14. %40 offset n=2, t=4 mm için analiz sonuçları .....	65
5.1.15. %40 offset n=2, t=5 mm için analiz sonuçları .....	67
5.1.16. %40 offset n=3, t=1 mm için analiz sonuçları .....	68
5.1.17. %40 offset n=3, t=2 mm için analiz sonuçları .....	70
5.1.18. %40 offset n=3, t=3 mm için analiz sonuçları .....	71
5.1.19. %40 offset n=3, t=4 mm için analiz sonuçları .....	73
5.1.20. %40 offset n=3, t=5 mm için analiz sonuçları .....	74
5.2. %100 Offset İçin Tampon Çarpışma Analizi Sonuçları .....	75
5.2.1. %100 offset n=0, t=1 mm için analiz sonuçları .....	76
5.2.2. %100 offset n=0, t=2 mm için analiz sonuçları .....	78
5.2.3. %100 offset n=0, t=3 mm için analiz sonuçları .....	79
5.2.4. %100 offset n=0, t=4 mm için analiz sonuçları .....	81
5.2.5. %100 offset n=0, t=5 mm için analiz sonuçları .....	82
5.2.6. %100 offset n=1, t=1 mm için analiz sonuçları .....	84
5.2.7. %100 offset n=1, t=2 mm için analiz sonuçları .....	85
5.2.8. %100 offset n=1, t=3 mm için analiz sonuçları .....	87
5.2.9. %100 offset n=1, t=4 mm için analiz sonuçları .....	88
5.2.10. %100 offset n=1, t=5 mm için analiz sonuçları .....	90
5.2.11. %100 offset n=2, t=1 mm için analiz sonuçları .....	91
5.2.12. %100 offset n=2, t=2 mm için analiz sonuçları .....	93
5.2.13. %100 offset n=2, t=3 mm için analiz sonuçları .....	94
5.2.14. %100 offset n=2, t=4 mm için analiz sonuçları .....	96
5.2.15. %100 offset n=2, t=5 mm için analiz sonuçları .....	97
5.2.16. %100 offset n=3, t=1 mm için analiz sonuçları .....	99
5.2.17. %100 offset n=3, t=2 mm için analiz sonuçları .....	100
5.2.18. %100 offset n=3, t=3 mm için analiz sonuçları .....	102
5.2.19. %100 offset n=3, t=4 mm için analiz sonuçları .....	103
5.2.20. %100 offset n=3, t=5 mm için analiz sonuçları .....	105

6. BOYUT OPTİMİZASYONU .....	107
TARTIŞMA VE SONUÇ .....	112
KAYNAKLAR .....	114
EKLER.....	116
ÖZGEÇMİŞ .....	118
TEŞEKKÜR.....	119



## **KISALTMALAR DİZİNİ**

- ADAC - Alman Otomobil Kulübü  
ECE - Bariyer Testi  
Euro NCAP - Avrupa Yeni Araba Değerlendirme Programı  
HIC - Baş Yaralanma Kriteri  
NHTSA - Ulusal Yol Trafiği Güvenliği Birimi  
PRS - Pedal Serbest Bırakma Sistemi  
ROPS - Devrilmeye Karşı Koruma Sistemi  
SIPS - Yan Darbe Koruma Sistemi  
SF - Uzay Kafes  
WHIPS - Boyun Zedelenmesi Koruma Sistemi

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

	Sayfa
Tablo 6.1 %40 offset için deney parametreleri ve çözüm sonuçları.....	108
Tablo 6.2 %100 offset için deney parametreleri ve çözüm sonuçları.....	110

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Yanal koruyucu saptırma elemanları .....	4
Şekil 1.2 Ön gergili emniyet kemeri .....	7
Şekil 1.3 Ön gergili emniyet kemeri gerdirme sistemi .....	7
Şekil 1.4 ISOFIX Sistemi.....	8
Şekil 1.5 Sürücü ve yolcu hava yastıkları .....	9
Şekil 1.6 Diz yastığı eklenerek geliştirilmiş yolcu hava yastığı .....	10
Şekil 1.7 Koruyucu yan hava perdeleri .....	11
Şekil 1.8 Aktif boyunluk.....	11
Şekil 1.9 Göğüs/kafa koruma ünitesi .....	11
Şekil 1.10 Yan darbe hava yastıkları.....	12
Şekil 1.11 WHIPS koruma sistemi .....	13
Şekil 1.12 ROPS devrilmeye karşı koruma sistemi .....	14
Şekil 1.13 Uzay kafes hafif gövde ve darbenin sönmülmesi .....	16
Şekil 1.14 Akordeon biçiminde deformasyon.....	16
Şekil 2.1 Kafa kafaya çarpışma.....	18
Şekil 2.2 48 km/h hızla seyahat eden Ford Mondeo' ya 48 km/h hızla çarpan bir VW Polo'nun hız-zaman eğrisi .....	19
Şekil 2.3 İki araç arasındaki çarpışmanın planı .....	22
Şekil 3.1 (a) Bir rijit bariyere 58 km/h hızla çarpan bir Vauxhall Cavalier'in zamana bağlı ivme değişimi. (b) Şekil 3.1. (a)' da gösterilen çarpmada hız ve yerdeğiştirmenin zamana bağlı değişimi.....	26
Şekil 3.2 Bir rijit bariyere 58 km/h hızla çarpan bir Vauxhall Cavalier için kuvvet-çökme eğrisi .....	27
Şekil 3.3 Ortalama kuvvete karşı eski şeklini alma katsayısı e' nin değişimi .....	28
Şekil 3.4 Bir merkezi (%100 offset) çarpmanın ezilme süreci boyunca iki aracın yerdeğiştirme ve ivmesi .....	29
Şekil 4.1 Bir Euro NCAP araç çarpışma testi .....	32
Şekil 4.2 Önden çarpma testi .....	33
Şekil 4.3 Yandan çarpma testi.....	34
Şekil 4.4 Yandan çarpma kafa koruma testi.....	35
Şekil 4.5 Çocuk yolcu koruma testi .....	36
Şekil 4.6 Yaya güvenliği testi .....	36
Şekil 4.7 (a) alt bacak çarpma testi, (b) üst bacak çarpma testi, (c) kafa çarpma testi	37
Şekil 5.1 %40 ve %100 offsetli çarpışma modeli .....	40
Şekil 5.2 Tampon ve darbe emici modelleri (n: burkulma başlatıcı bölge sayısı).....	41
Şekil 5.3 Malzeme gerinme-gerilme diyagramı.....	42
Şekil 5.4 Tampon ve darbe emici sonlu elemanlar modeli .....	42
Şekil 5.5 Çarpışma süresi boyunca deformasyon şekilleri.....	43
Şekil 5.6 Darbe emici katlanma formu .....	44
Şekil 5.7 Absorbe edilen enerji değişimi .....	44

Şekil 5.8	Tepki kuvveti değişimi .....	45
Şekil 5.9	%40 offset n=0, t=1 mm için darbe emici katlanma formu .....	46
Şekil 5.10	%40 offset n=0, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	46
Şekil 5.11	%40 offset n=0, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi .....	47
Şekil 5.12	%40 offset n=0, t=2 mm için darbe emici katlanma formu .....	47
Şekil 5.13	%40 offset n=0, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	48
Şekil 5.14	%40 offset n=0, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi .....	48
Şekil 5.15	%40 offset n=0, t=3 mm için darbe emici katlanma formu .....	49
Şekil 5.16	%40 offset n=0, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	49
Şekil 5.17	%40 offset n=0, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi .....	50
Şekil 5.18	%40 offset n=0, t=4 mm için darbe emici katlanma formu .....	50
Şekil 5.19	%40 offset n=0, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	51
Şekil 5.20	%40 offset n=0, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi .....	51
Şekil 5.21	%40 offset n=0, t=5 mm için darbe emici katlanma formu .....	52
Şekil 5.22	%40 offset n=0, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	52
Şekil 5.23	%40 offset n=0, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi .....	53
Şekil 5.24	%40 offset n=1, t=1 mm için darbe emici katlanma formu .....	53
Şekil 5.25	%40 offset n=1, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	54
Şekil 5.26	%40 offset n=1, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi .....	54
Şekil 5.27	%40 offset n=1, t=2 mm için darbe emici katlanma formu .....	55
Şekil 5.28	%40 offset n=1, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	55
Şekil 5.29	%40 offset n=1, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi .....	56
Şekil 5.30	%40 offset n=1, t=3 mm için darbe emici katlanma formu .....	56
Şekil 5.31	%40 offset n=1, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	57
Şekil 5.32	%40 offset n=1, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi .....	57
Şekil 5.33	%40 offset n=1, t=4 mm için darbe emici katlanma formu .....	58
Şekil 5.34	%40 offset n=1, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	58
Şekil 5.35	%40 offset n=1, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi .....	59
Şekil 5.36	%40 offset n=1, t=5 mm için darbe emici katlanma formu .....	59
Şekil 5.37	%40 offset n=1, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	60
Şekil 5.38	%40 offset n=1, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi .....	60
Şekil 5.39	%40 offset n=2, t=1 mm için darbe emici katlanma formu .....	61
Şekil 5.40	%40 offset n=2, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	61
Şekil 5.41	%40 offset n=2, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi .....	62
Şekil 5.42	%40 offset n=2, t=2 mm için darbe emici katlanma formu .....	62
Şekil 5.43	%40 offset n=2, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	63
Şekil 5.44	%40 offset n=2, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi .....	63
Şekil 5.45	%40 offset n=2, t=3 mm için darbe emici katlanma formu .....	64
Şekil 5.46	%40 offset n=2, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	64
Şekil 5.47	%40 offset n=2, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi .....	65
Şekil 5.48	%40 offset n=2, t=4 mm için darbe emici katlanma formu .....	65
Şekil 5.49	%40 offset n=2, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	66
Şekil 5.50	%40 offset n=2, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi .....	66
Şekil 5.51	%40 offset n=2, t=5 mm için darbe emici katlanma formu .....	67
Şekil 5.52	%40 offset n=2, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	67
Şekil 5.53	%40 offset n=2, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi .....	68
Şekil 5.54	%40 offset n=3, t=1 mm için darbe emici katlanma formu .....	68
Şekil 5.55	%40 offset n=3, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	69

Şekil 5.56	%40 offset n=3, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi .....	69
Şekil 5.57	%40 offset n=3, t=2 mm için darbe emici katlanma formu .....	70
Şekil 5.58	%40 offset n=3, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	70
Şekil 5.59	%40 offset n=3, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi .....	71
Şekil 5.60	%40 offset n=3, t=3 mm için darbe emici katlanma formu .....	71
Şekil 5.61	%40 offset n=3, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	72
Şekil 5.62	%40 offset n=3, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi .....	72
Şekil 5.63	%40 offset n=3, t=4 mm için darbe emici katlanma formu .....	73
Şekil 5.64	%40 offset n=3, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	73
Şekil 5.65	%40 offset n=3, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi .....	74
Şekil 5.66	%40 offset n=3, t=5 mm için darbe emici katlanma formu .....	74
Şekil 5.67	%40 offset n=3, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	75
Şekil 5.68	%40 offset n=3, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi .....	75
Şekil 5.69	%100 offset n=0, t=1 mm için ön tampon deformasyonu ve darbe emici katlanma formu .....	76
Şekil 5.70	%100 offset n=0, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	77
Şekil 5.71	%100 offset n=0, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi .....	77
Şekil 5.72	%100 offset n=0, t=2 mm için darbe emici katlanma formu .....	78
Şekil 5.73	%100 offset n=0, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	78
Şekil 5.74	%100 offset n=0, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi .....	79
Şekil 5.75	%100 offset n=0, t=3 mm için darbe emici katlanma formu .....	79
Şekil 5.76	%100 offset n=0, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	80
Şekil 5.77	%100 offset n=0, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi .....	80
Şekil 5.78	%100 offset n=0, t=4 mm için darbe emici katlanma formu .....	81
Şekil 5.79	%100 offset n=0, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	81
Şekil 5.80	%100 offset n=0, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi .....	82
Şekil 5.81	%100 offset n=0, t=5 mm için darbe emici katlanma formu .....	82
Şekil 5.82	%100 offset n=0, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	83
Şekil 5.83	%100 offset n=0, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi .....	83
Şekil 5.84	%100 offset n=1, t=1 mm için darbe emici katlanma formu .....	84
Şekil 5.85	%100 offset n=1, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	84
Şekil 5.86	%100 offset n=1, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi .....	85
Şekil 5.87	%100 offset n=1, t=2 mm için darbe emici katlanma formu .....	85
Şekil 5.88	%100 offset n=1, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	86
Şekil 5.89	%100 offset n=1, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi .....	86
Şekil 5.90	%100 offset n=1, t=3 mm için darbe emici katlanma formu .....	87
Şekil 5.91	%100 offset n=1, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	87
Şekil 5.92	%100 offset n=1, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi .....	88
Şekil 5.93	%100 offset n=1, t=4 mm için darbe emici katlanma formu .....	88
Şekil 5.94	%100 offset n=1, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	89
Şekil 5.95	%100 offset n=1, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi .....	89
Şekil 5.96	%100 offset n=1, t=5 mm için darbe emici katlanma formu .....	90
Şekil 5.97	%100 offset n=1, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	90
Şekil 5.98	%100 offset n=1, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi .....	91
Şekil 5.99	%100 offset n=2, t=1 mm için darbe emici katlanma formu .....	91
Şekil 5.100	%100 offset n=2, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	92
Şekil 5.101	%100 offset n=2, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi .....	92
Şekil 5.102	%100 offset n=2, t=2 mm için darbe emici katlanma formu .....	93

Şekil 5.103	%100 offset n=2, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	93
Şekil 5.104	%100 offset n=2, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi .....	94
Şekil 5.105	%100 offset n=2, t=3 mm için darbe emici katlanma formu .....	94
Şekil 5.106	%100 offset n=2, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	95
Şekil 5.107	%100 offset n=2, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi .....	95
Şekil 5.108	%100 offset n=2, t=4 mm için darbe emici katlanma formu .....	96
Şekil 5.109	%100 offset n=2, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	96
Şekil 5.110	%100 offset n=2, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi .....	97
Şekil 5.111	%100 offset n=2, t=5 mm için darbe emici katlanma formu .....	97
Şekil 5.112	%100 offset n=2, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	98
Şekil 5.113	%100 offset n=2, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi .....	98
Şekil 5.114	%100 offset n=3, t=1 mm için darbe emici katlanma formu .....	99
Şekil 5.115	%100 offset n=3, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	99
Şekil 5.116	%100 offset n=3, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi .....	100
Şekil 5.117	%100 offset n=3, t=2 mm için darbe emici katlanma formu .....	100
Şekil 5.118	%100 offset n=3, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	101
Şekil 5.119	%100 offset n=3, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi .....	101
Şekil 5.120	%100 offset n=3, t=3 mm için darbe emici katlanma formu .....	102
Şekil 5.121	%100 offset n=3, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	102
Şekil 5.122	%100 offset n=3, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi .....	103
Şekil 5.123	%100 offset n=3, t=4 mm için darbe emici katlanma formu .....	103
Şekil 5.124	%100 offset n=3, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	104
Şekil 5.125	%100 offset n=3, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi .....	104
Şekil 5.126	%100 offset n=3, t=5 mm için darbe emici katlanma formu .....	105
Şekil 5.127	%100 offset n=3, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi .....	105
Şekil 5.128	%100 offset n=3, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi .....	106

## SİMGELER DİZİNİ

- $\Delta t_{\text{kararlı}}$  - Çözümün Kararlılığı İçin Gerekli Zaman Artım Değeri  
 $\Phi$  - Vektörel Hız  $\underline{V}$ ' nin Çarpma Yüzeyinin Normaliyle Yaptığı Açık  
 $\beta$  - 1' den Büyük Boyutsuz Bir Endeks  
 $\beta_0$  - Yapı İndeksi  
 $\theta_I$  - Açısal Hız  
 $\theta$  - Vektörel Hız  $\underline{v}$ ' nin Çarpma Yüzeyinin Normaliyle Yaptığı Açık  
 $\lambda$  - Etkileşim Katsayısı  
 $\rho$  - Yoğunluk  
 $\sigma_{\text{ak}}$  - Malzemenin Akma Gerilmesi  
 $a$  - İvme  
 $a_m, a_{\text{max}}$  - Maksimum İvme  
 $c$  - Belirlenen Bir Boyutsuz Sabit  
 $c$  - Malzeme İçindeki Ses Hızı  
 $C_c$  - Kombine Ezilme Modülü  
 $C_m, C_M$  - Ezilme Modülü  
 $e$  - Eski Şekli Alma Katsayısı  
 $E$  - Absorbe Edilen Enerji  
 $E$  - Malzemenin Elastisite Modülü  
 $F$  - Kuvvet  
 $F_{\text{max}}$  - Maksimum Tepki Kuvveti  
 $f_m$  - Maksimum Kuvvet  
 $f(x)$  - Amaç Fonksiyonu  
 $I$  - Doğrusal İmpuls  
 $I$  - Eleman İç Kuvvetleri  
 $J$  - Teğetsel İmpuls  
 $K_s$  - Çarpma Ciddiyet Faktörü  
 $L$  - Sonlu Elemanlar Modeli İçindeki En Küçük Eleman Uzunluğu  
 $M$  - Araç 1' in Kütle Matrisi  
 $m$  - Araç 2' nin Kütle Matrisi  
 $n$  - Yerel Burkulma Başlatıcı Bölge Sayısı  
 $P$  - Dış Kuvvetler  
 $p$  -  $x$  Eksenine Boyunca Hız  
 $q$  -  $y$  Eksenine Boyunca Hız  
 $R^2$  - Determinasyon Katsayısı  
 $S, u$  - Yerdeğiştirme  
 $S_m$  - Maksimum Dinamik Yerdeğiştirme  
 $SS_E$  - Hata Kareler Toplamı  
 $SS_R$  - Regresyonla Açıklanan Kareler Toplamı  
 $SS_T$  - Toplam Kareler Toplamı  
 $t$  - Sac Et Kalınlığı  
 $t$  - Zaman  
 $U$  - Araç 1' in Teğetsel Hızı

- $u$  - Araç 2' nin Teğetsel Hızı  
 $V_I$  - Araç 1' in Çarpma Noktasına Doğru İlk Hızı  
 $v_I$  - Araç 2' nin Çarpma Noktasına Doğru İlk Hızı  
 $V$  - Araç 1' in Çarpma Sırasında Herhangi Bir Andaki Hızı  
 $v$  - Araç 2' nin Çarpma Sırasında Herhangi Bir Andaki Hızı  
 $V_r$  - Çarpışma boyunca hız  
 $\underline{v}$  - Vektörel Hız  
 $\bar{V}$  - Kapanma İvmesi  
 $w$  - Ağırlık  
 $x$  - Bağımsız Değişken  
 $y$  - Bağımlı Değişken  
 $y_i$  - Gözlenen Her Bir Değer  
 $\bar{y}$  - Gözlenen Değerlerin Ortalaması  
 $\hat{y}_i$  - Regresyon Doğrusu Üzerindeki Her Bir Değer  
 $\bar{\hat{y}}_i$  - Regresyon Doğrusu Üzerindeki Değerlerin Ortalaması



## **KURAMSAL TEMELLER**

Günümüzün vazgeçilmez ulaşım araçları olan otomobiller arasında çeşitli nedenlerden dolayı trafik kazaları meydana gelmektedir. Bu kazalar iki araç arasında olabileceği gibi tek araç veya araç ile yaya arasında olabilmektedir. Bu kazaların oluşmasını engellemek için her ne kadar önlemler alınsa da yine de kaçınılmaz olmaktadır. Özellikle araç tasarımı alanında kazaların önlenmesi ve kaza anında oluşacak can ve mal kayıplarının azaltılması için birçok yeni güvenlik önlemleri geliştirilmektedir. Bu güvenlik önlemleri aktif ve pasif güvenlik önlemleri olarak iki başlık altında toplanabilir. Aktif güvenlik, sürücünün kazadan kaçınması için taşıtın kontrol ve frenleme yeteneklerini artıracak şekilde bilgilendirme sistemleri ve kaza ihtimalini sezip aracı bu durumdan çıkaracak şekilde devreye giren kontrol algoritmalarını içerir. Pasif güvenlik ise bir kaza ile karşılaşılması durumunda, kazanın olumsuz etkilerini mümkün olduğunca azaltmak amacıyla araç üzerinde alınan malzeme değişikliği önlemi ve yapısal iyileştirmeler gibi tasarım önlemleridir.

Bu çalışmada, araçların önden çarpışması durumunda çarpışma enerjisini emerek deformasyonun sürücü ve yolcu bölgesine ilerlemesini azaltan pasif güvenlik sistemlerinden tampon ve arkasında bulunan darbe emicilerin analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Tampon ve darbe emiciler Catia yazılımında modellenmiş, Hypermesh yazılımında sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuş ve Ls-Dyna yazılımında dinamik çarpma testleri yapılmıştır. Boyut optimizasyonu için Deneysel Tasarımı metodu ile optimizasyon modeli oluşturulup Matlab yazılımında çözdürülmüştür.

Araçların önden çarpışması durumunda aracın önündeki deformasyonun yolcu bölmesine doğru ilerlemesi güvenlik açısından istenmeyen durumlar ortaya çıkarabilir. Bu tür kazalarda aracın kinetik enerjisinin dengeli ve sürekli bir biçimde sönmülmesi ile atalet etkileri azalır ve araç içindeki kişilere gelecek zararlar daha az olur. Araçların önden çarpışma durumunda yolcu kabine daha az zarar gelmesi açısından ön tamponun arkasında darbe emiciler kullanılır. Darbe emiciler, aracın sahip olduğu

kinetik enerjiyi, plastik deformasyona uğrayarak belli bir oranda sönümlerler. Darbe emici profillerin sönümlenme özellikleri dikkate alınarak tasarlanmaları halinde, bu profiller akordiyon gibi katlanarak çarpışmadan doğacak olumsuz etkileri azaltırlar. Önden çarpışma anında ilk darbeyi alan tampondan sonra darbe emiciler üzerinde enerjinin belli bir kısmı absorbe edilir. Enerjinin absorbe edilmesi, ön darbe emicilerin akordiyon şeklinde katlanarak plastik deformasyona uğraması ile gerçekleşir. İlk çarpma anında tampon deforme olarak belli bir miktar enerjiyi absorbe eder ve arkasından darbe emiciler deforme olmaya başlar, aksel yönde gelen tepki kuvveti en yüksek değerine ulaşır, daha sonra tepki kuvvetleri ortalama bir değer etrafında salınmaya başlar. Bu sırada yapı yerel burkulmalar ile iç içe katlanarak kısalmaya başlar (Nakazawa ve ark. 2005).

Absorbe edilen enerji miktarını artırmak amacıyla birçok çalışma yapılmıştır. Değişik kesit geometrileri önerilmiş ve yüksek mukavemetli malzeme kullanımı ile daha hafif araç ağırlıkları hedeflenmiştir (Giess ve Tomas 1998, Tarigopula ve Langseth 2005, Yamazaki ve Han 1999). Ancak tampon ve arkasındaki darbe emiciler üzerinde ilk darbe anında oluşan yüksek tepki kuvvetlerini düşürmek amacıyla yapılan çalışmalar oldukça sınırlı kalmıştır. Ekstrüzyon ile imal edilmiş ince cidarlı alüminyum yapılarda katlanma başlatıcı geometrilerin yerleri konusunda çalışma yapılmış ancak optimizasyon kullanılmamıştır (Lee ve ark. 1999). Silindirik kesite sahip ince cidarlı yapılarda maksimum enerji absorpsiyonu için yanıt yüzey yöntemi ile yarıçap ve kalınlık parametrelerinin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir (Yamazaki ve Han 2000).

Darbe emicilerin plastik deformasyonu sırasında oluşan ortalama tepki kuvvetinin yüksek olması, absorbe edilen enerji miktarının fazla olduğu anlamına gelir, ancak çarpışmanın başında oluşan ilk tepki kuvvetinin yüksek olması istenmez. Bu yüzden, darbe emiciler üzerinde yerel burkulmaların daha düşük tepki kuvvetlerinde başlaması için burkulmaları başlatacak çevresel veya simetrik geometrik çıkıntı ve girintiler, profil üzerinde oluşturulur. Bu çalışmada, farklı sayıda burkulma başlatıcı içeren modeller çözülmüş, sonuçlar karşılaştırılmış ve boyut optimizasyonu ile optimum et kalınlığı değeri örnek problem için bulunmuştur.

## 1. OTOMOBİLLERDE PASİF GÜVENLİK SİSTEMLERİ

Pasif güvenlik bir kaza ile karşılaşılması durumunda, kazanın olumsuz sonuçlarını olabildiğince azaltmak amacıyla yapılan bütün yapısal ve tasarım özelliklerini kapsamaktadır. Pasif güvenlik kendi içinde dış ve iç güvenlik olarak ikiye ayrılır.

### 1.1. Dış Güvenlik

Dış güvenlik terimi, taşıt tarafından çarpılan yayalar, bisiklet ve motosiklet sürücülerinin yaralanmalarını en aza indirmek için taşıta kazandırılması gereken tüm tasarım özelliklerini kapsar. Dış güvenliği belirleyen başlıca faktörler;

- Taşıt gövdesinin deformasyon davranışı,
- Taşıtın dış biçimi ve
- Yüzey düzgünlüğüdür.

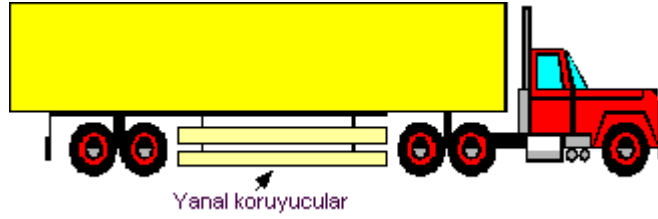
Buradaki temel amaç, taşıtın dış kısmının birinci dereceden çarpışmayı (taşıtın dışındaki kişileri ve taşıtın kendisini içeren çarpışma) en aza indirecek biçimde tasarlanmasıdır.

Taşıt tarafından çarpılan yayalardaki en ciddi yaralanmalar, taşıtın ön kısmının çarptığı kişilerde görülmektedir. İki tekerlekli taşıtlar ve binek otomobillerini içeren kazaların sonuçları, binek otomobillerinin tasarımında dikkate değer doğal enerji bileşenleri kullanılması, yüksek koltuk pozisyonu ve temas noktalarının genişletilmesiyle çok az da olsa iyileştirilebilmektedir. Binek otomobillerine uygulanan bu tür tasarım özelliklerinden bazıları şunlardır:

- Hareket edebilir ön farlar,
- Gizlenmiş, durabilir cam silecekleri,
- Gizlenmiş yağmur olukları,

- Gizlenmiş kapı kolları,
- Katlanabilir yan dikiz aynaları,
- Esnek tamponlar.

Trafikte çok çeşitli boyut ve özellikteki taşıtlar bir arada seyretmek durumunda olduğundan, hafif ve ağır taşıtlar arasında kazaların olması da kaçınılmazdır. Bu taşıtlar arasındaki kütle, boyutlar ve yapısal katılık farklılıkları nedeniyle küçük taşıtların aleyhine olan dengesizliğin sonucu olarak, hafif taşıtların hasar riski daha yüksek olmaktadır. Tasarımla ilişkili dış güvenliği geliştirmek amacıyla ticari taşıtlara, ön ve arkadakilere ilave olarak, Şekil 1.1’ de görüldüğü gibi yan al koruyucu saptırma elemanları yerleştirilerek; küçük taşıtların, motosiklet, bisiklet sürücülerinin ve yayaların bu taşıtların altına girmeleri önlenmeye çalışılmaktadır.



Şekil 1.1. Yanal koruyucu saptırma elemanları

KAYNAK:

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/Aktif\\_Ve\\_Pasif\\_Guvenlik\\_Sistemleri.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/Aktif_Ve_Pasif_Guvenlik_Sistemleri.htm), 2008

## 1.2. İç Güvenlik

“İç güvenlik” terimi, bir kaza durumunda, taşıtın içerisindeki kişilere etki eden ivme ve kuvvetleri en aza indirecek, onlara yeterince hayati hacim sağlayacak ve kazadan sonra onları taşıtın dışına çıkarmada kritik öneme sahip elemanların çalışmasını garanti edecek önlemleri kapsar. Taşıtın içerisindeki kişilerin güvenliğini etkileyen faktörler şunlardır:

- Taşıt gövdesinin deformasyon davranışı,

- Yolcu kabininin dayanımı, çarpışma sırasında ve sonrasındaki hayati hacmin büyüklüğü,
- Engelleme sistemi,
- Çarpma alanları (taşıtın iç kısmı),
- Direksiyon sistemi,
- Taşıtın içindekilerin kurtarılması ve
- Yangından korunmadır.

İç güvenliğin önemini vurgulamak amacıyla, sabit bir duvara 80 km/h hızla çarpan bir otomobildeki yaklaşık 0,15 saniye süren bir kaza sırasında meydana gelen olaylar aşağıda örnek olarak verilmiştir:

- 0,026. s: Ön tamponlar araca gömülür. Araç, ağırlığının 30 katı kadar bir kuvvetle frenlenir. Eğer emniyet kemeri ve hava yastığı kullanılmıyorsa, taşıttaki yolcular 80 km/h süratle hareketlerine devam ederler.
- 0,039. s: Sürücü, koltuğu ile birlikte 15 cm öne fırlamıştır.
- 0,044. s: Sürücü, göğüs kafesiyle direksiyona çarpar.
- 0,050. s: Taşıt ve içindekiler üzerine etkiyen yavaşlatıcı ivme,  $\sim 80$  g (g: yerçekimi ivmesi,  $9,81 \text{ m/s}^2$ ) ye ulaşır, (uçuş simülâtörlerinde yapılan denemelerde 6 g' lik bir ivmenin etkisinde kalan bir pilotun yüzündeki tüm etlerin geriye doğru çekildiği, kemiklerinin fırladığı görülmüştür).
- 0,068. s: Sürücü  $\sim 9$  tonluk bir kuvvetle gösterge paneline çarpar.
- 0,092. s: Sürücü, yanındaki yolcular ile birlikte, aynı anda kafasını ön cama çarpar. Sürücünün yanındaki yolcu, bu çarpma sonucunda kafasından ölümcül bir yara alarak dışarıya fırlar.
- 0,100. s: Direksiyon simidi tarafından tutulan sürücü, tekrar aracın içine düşer. O anda ölmüştür.
- 0,110. s: Araç yavaşça geri çekilmeye başlar.
- 0,113. s: Sürücünün arkasında oturan yolcu (emniyet kemeri yoksa), sürücünün seviyesine kadar yükselir ve kafasıyla ona sert bir darbe yaparken, aynı anda kendisi de ölümcül biçimde yaranılır.
- 0,150. s: Cam ve çelik parçaları yere düşer, tekrar sessizlik egemen olur.

Yukarıdan anlaşıldığı üzere emniyet kemeri kullanılmaması ve araçta hava yastığı bulunmaması kazanın ölümle sonuçlanmasına yol açmıştır. Kaza 0,2 s' den daha kısa bir sürede bitmektedir. Ortaya çıkan enerjinin, 1 ton kütledeki bir otomobili, yaklaşık 30 m yukarıya fırlatabilecek boyutlarda olduğu ifade edilmiştir.

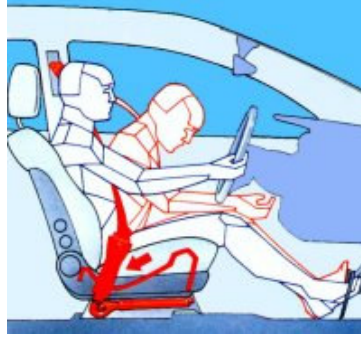
Sürücü ve yolcu sınırlama sistemlerinin amacı, çarpışma anında sürücü ve yolcunun araç iç parçalarına çarpmasını engellemek ve herhangi bir dış ve iç yaralanmaya sebebiyet vermemek üzere hareketlerini sınırlamaktır. Bu amaçla, özellikle elastiki ve plastik uzama kapasiteli modern emniyet kemerleri ve bunlarla birlikte kinematik hava yastıkları kullanılmaktadır.

### **1.2.1. Emniyet kemerleri**

Emniyet kemerlerinin güvenlik ve verimlilikleri gerçek kazalarda kanıtlanmış olmakla birlikte, geliştirilmeleri henüz tamamlanmamıştır. Çarpışma anında kemerlerin gerilmesi ile optimum koruma elde edilmektedir. Gevşek emniyet kemerlerinde, kemer gerilene kadar kullananların hareketleri engellenememektedir. Klasik emniyet kemerlerinin, yapılarından kaynaklanan ve etkinliklerini sınırlayan şu eksiklikler bulunmaktadır:

- Emniyet kemerine bir çekme bırakma hareketi uygulandığında, bu hareket, kayışın bobin üzerine yığılmasına neden olabilir. Ciddi darbe anında kayış kilitlese de, sürücü kayış sıkışana kadar öne doğru hareket eder. Dolayısıyla gereksiz yere sürücünün kafasının direksiyon ve gösterge paneline yaklaşmasına izin verir.
- Belirli bir rahatlığı sağlamak amacıyla, vücut ve kayış arasında bir miktar boşluk bırakmak kaçınılmazdır. Bu boşluğun etkisi, yukarıdaki maddeyle aynıdır.

Klasik emniyet kemeri sistemleri kullanıcılar tarafından çalıştırılırken, Şekil 1.2' de görülen ön gergili otomatik sistemler, yolcu müdahalesi olmaksızın birkaç milisaniyede fonksiyonel hale gelirler.

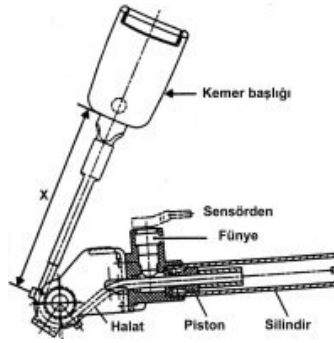


Şekil 1.2. Ön gergili emniyet kemeri

KAYNAK:

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/Aktif\\_Ve\\_Pasif\\_Guvenlik\\_Sistemleri.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/Aktif_Ve_Pasif_Guvenlik_Sistemleri.htm), 2008

Ön gergili emniyet kemeri şu şekilde çalışır: Yeterli düzeyde bir ön darbe sırasında, genellikle orta konsol içine yerleştirilmiş olan elektronik beyin, ön koltukların emniyet kemerini sıkıştıran ön gerdirmeye mekanizmasını harekete geçirir ve 3 noktadan sınırlayan sistem otomatik olarak geri çekilerek optimum koruma sağlanır. Emniyet kemerleri tek elle bağlanıp çözülebilmelidirler (Çetinkaya 2000).



Şekil 1.3. Ön gergili emniyet kemeri gerdirmeye sistemi

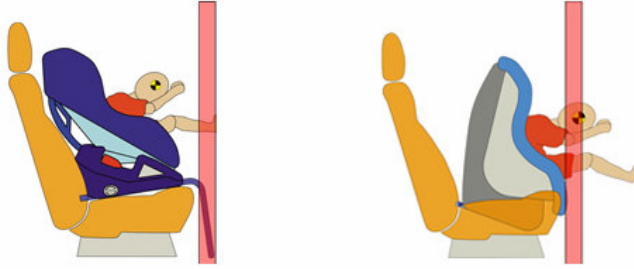
KAYNAK:

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/Aktif\\_Ve\\_Pasif\\_Guvenlik\\_Sistemleri.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/Aktif_Ve_Pasif_Guvenlik_Sistemleri.htm), 2008

Şekil 1.3' deki sistemde darbe anında beyin sensöre sinyal gönderip fünüyeyi tetikler ve silindire hızla basınçlı gaz boşalır, buda pistonu ileri hareket ettirir. Böylece kemer gerilmiş olur.

Günümüzde kullanılmakta olan gerilmesi sınırlandırılmış emniyet kemerleri, çarpışma sırasında araç hızının aniden sıfıra düşmesi sonucunda, ön koltuklarda oturanların göğüs ve kalçalarının emniyet kemerinin sıkmasından çok fazla etkilenmemeleri için, oluşan kuvveti sınırlayan ve kısa bir zaman aralığına yayan sarma/kilitleme sistemiyle donatılmaktadır. Elektronik beyinin sarsıntılardan etkilenmeyecek biçimde düzenlenmesiyle, taşıt ivmelenirken meydana gelebilecek gerilme önlenmektedir. Bu ise, özellikle yüksek hızdaki çarpma durumlarında çok büyük önem kazanmaktadır (Çetinkaya 2000). Bu donanım ek olarak sesli ve ışıklı emniyet kemeri ikazı ile 3 nokta emniyet kemerleri kullanılmaktadır.

Otomobilin arka koltuğunda oturan çocukların (max ağırlığı 18 kg olan) kaza anında korunmasına yönelik olarak Şekil 1.4' de görüldüğü üzere ISOFIX adı verilen bir sistem geliştirilmiştir.



Şekil 1.4. ISOFIX Sistemi

ISOFIX sistemi ile çarpışma esnasında çocuk koltuğunun dönmesi engellenmekte, daha küçük kafa deplâsmanı meydana gelmekte ve ivme değerlerinde büyük düşüşler kaydedilmektedir (<http://www.obitet.gazi.edu.tr/>, 2008).

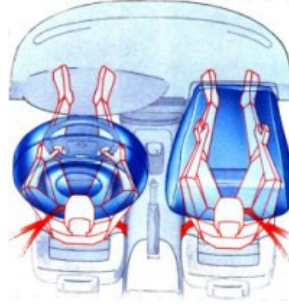
### 1.2.2. Hava yastıkları

Hava yastıkları emniyet kemerlerini tamamlayıcı olarak geliştirilen pasif güvenlik elemanlarıdır (Şekil 1.5). Sistem, aracın yavaşlama ivmesini hesaplayan kendi elektronik beyni tarafından yönetilir. Elektronik beyin, yeterli düzeyde bir ön darbe olduğunda, sürücü için direksiyon simidi içine, sürücünün yanında oturan yolcu için torpido gözüne yerleştirilmiş olan ve her ikisinin kafalarını koruyacak biçimde şişen



hava yastıklarını harekete geçirir. 60 litrelik bir hava yastığının dolma süresi yaklaşık 40 milisaniyedir (Çetinkaya 2000). Bu konuda Porsche firması azide olmayan bir gaz üretici geliştirmiştir. Bu teknoloji hava yastıklarını daha hafif ve kompakt bir hale getirmenin yanı sıra geri kazanılmalarını da sağlamıştır. Bu firmanın ürettiği yeni modellerde kaza halinde hava yastığı kontrol ünitesi kuvveti ve darbenin yönünü hesaplayabilir ve hava yastığını gerekli şekilde şişirebilmektedir. Düşük hızda gerçekleşen çarpışmalarda hava yastığı sadece kısmen şişmekte ve yolcuların rahatsızlık yaşamalarını önlemektedir

(<http://www.porsche.com.tr/Modeller/911/CarreraCabrio/guvenlik.aspx>, 2008).



Şekil 1.5. Sürücü ve yolcu hava yastıkları

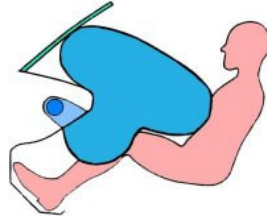
KAYNAK:

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/Aktif\\_Ve\\_Pasif\\_Guvenlik\\_Sistemleri.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/Aktif_Ve_Pasif_Guvenlik_Sistemleri.htm), 2008

Hava yastıklarının bazı dezavantajları bulunmaktadır. Bunlardan biri kaza esnasında hava yastıklarının açılması esnasında çocukların yaralanmalarına ve hatta ölmelerine sebep olabilmeleridir. Bir diğer dezavantajı ise tek kullanımlık olmalarıdır. Bir kez kullanıldıktan sonra değiştirilirler. Bu da araç sahibine ağır bir maddi yük getirir. Hava yastığındaki olumsuzlukları gidermek üzere sisteme eklenen koltuk ağırlık algılayıcı (sensör), çocukların ve minyon yapılı yetişkinlerin korunması için, belirli ağırlığın (örneğin 30 kg) altındaki yolcu ağırlıklarında hava yastığını işlemez duruma getirmektedir. Zayıf bayanların ve ağır gençlerin koltukta ne biçimde oturduklarının algılanması, halen zorlukları oluşturmaktadır. Ayrıca, hava yastığının etkin kontrolü için, kemerin bağlanıp bağlanmadığının dikkate alınması da düşünülmektedir. Temel fikir, günümüzde kullanılmakta olan iki kademeli şişiricilerin basınç artışının daha olumlu kontrolüdür.

### 1.2.2.1. Diz hava yastıkları

Yolcu sınırlama sistemlerinin önemli bir parçası da, çarpışma sırasında vücudun alt kısımlarının enerjisinin absorbe edilmesi için kullanılan diz yastığıdır. Diz yastığı aracın gösterge panelinin altında bulunan küçük bir hava yastığı panelidir. Ayrı diz yastığı, sistemin karmaşıklaşmasına ve fiyat artışına yol açtığından, daha ucuz ve basit bir çözüm, Şekil 1.6' da görüldüğü gibi, aşağıya monte edilen yolcu hava yastığı (LMPAB) sistemine bir diz yastığı eklenerek elde edilmiştir.



Şekil 1.6. Diz yastığı eklenerek geliştirilmiş yolcu hava yastığı

KAYNAK:

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/Aktif\\_Ve\\_Pasif\\_Guvenlik\\_Sistemleri.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/Aktif_Ve_Pasif_Guvenlik_Sistemleri.htm), 2008

Hava yastığı ve emniyet kemerinin tek başına ve birlikte kullanılmaları durumundaki yaralanma riskleri, hava yastığıyla % 18, emniyet kemeriyle % 42, ikisinin birlikte kullanılmaları durumunda ise, % 46 kadar azalmaktadır (Çetinkaya 2000).

### 1.2.2.2. Koruyucu yan hava perdeleri

Yeni model taşıtlarda, yanal çarpmalara karşı koruma sağlayan yanal hava yastıkları veya Şekil 1.7' de görüldüğü gibi şişirilebilen koruyucu yan hava perdeleri kullanılmaya başlanmıştır. Yanal hava yastıkları, sürücü ve yolcunun kolunun yastıkla kapı arasında sıkışma riskini de önleyecek biçimde düzenlenmektedir.



Şekil 1.7. Koruyucu yan hava perdeleri

KAYNAK:

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/Aktif\\_Ve\\_Pasif\\_Guvenlik\\_Sistemleri.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/Aktif_Ve_Pasif_Guvenlik_Sistemleri.htm), 2008

Günümüzde arkadan çarpmalarda, boyun kırılması gibi darbe hasarlarını azaltmak üzere Şekil 1.8’ de görüldüğü gibi kafayı destekleyen aktif boyunluklar kullanılmaktadır (Çetinkaya 2000).



Şekil 1.8. Aktif boyunluk

KAYNAK:

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/Aktif\\_Ve\\_Pasif\\_Guvenlik\\_Sistemleri.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/Aktif_Ve_Pasif_Guvenlik_Sistemleri.htm), 2008

### 1.2.2.3. Göğüs/kafa koruma ünitesi

Göğüs ve kafa/göğüs koruması sağlamak amacıyla Allied Signal firması tarafından koltuk arkasına monte edilen hava yastığı üniteleri geliştirilmiştir (Şekil 1.9).



Şekil 1.9. Göğüs/kafa koruma ünitesi

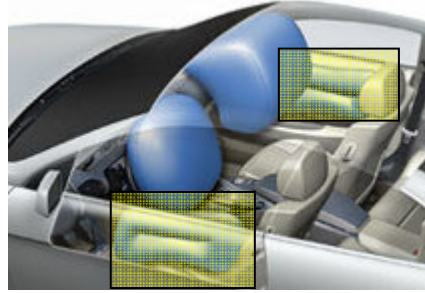
KAYNAK: [http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/hava\\_yastiklari1.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/hava_yastiklari1.htm), 2008

Bu ünitelerde zehirsiz hibrid şişiricileri ve naylon altı yastık maddesi kullanılmaktadır. Göğüs modülü 30 km/h hızda yapılan çarpma testlerinde yaralanma seviyelerini %59' a kadar; alt omurilik yaralanması riskini %31' e kadar ve göğüs yaralanma riskini %46' ya kadar düşürmüştür. 50 km/h hızda bariyer testinde (ECE) ise göğüs/kafa modüllerinin birleştirilmesi kafa yaralanma kriterini %76' ya, kaburga sapmasını %26-33' e, kasık kuvvetini %50' ye, karın kuvvetini %54' e ve kalça hızlanmasını %21' e kadar düşürmüştür

([http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/hava\\_yastiklari1.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/hava_yastiklari1.htm), 2008).

#### 1.2.2.4. Yan darbe hava yastıkları

Yandan darbelere yol açan çarpmalarda araçta bulunanların göğüs bölmesinde gövdenin alt kısmında koruma sağlamak amacıyla Şekil 1.10' da görüldüğü üzere yan darbe hava yastıkları geliştirilmiştir. Standart donanıma sahip bu üniteler kapıya monte edilmiştir. Çünkü kapılar hava yastığı ve sensör modülü için boşluk sağlamaktadır.



Şekil 1.10. Yan darbe hava yastıkları

KAYNAK: [http://www.bmw.com.tr/tr/tr/index\\_narrowband.html?ez\\_ref=narrowband](http://www.bmw.com.tr/tr/tr/index_narrowband.html?ez_ref=narrowband), 2008

Kapıya monte edilen yan darbe hava yastıkları, koltuğa monte edilenlere göre daha iyi koruma sağlamaktadır. Bu durum yapılan çarpışma testi (FMVSS 214 testi) ile ispatlanmıştır. Bu teste göre kapıya monte edilen yan darbe hava yastıklarının göğüste meydana gelebilecek yaralanmaları %15 azalttığı ispat edilmiştir

([http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/hava\\_yastiklari1.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/hava_yastiklari1.htm), 2008).

Görüldüğü üzere vücudun her bir bölümünü ayrı ayrı korumak amacıyla hava yastıkları geliştirilmektedir. Unutulmamalıdır ki hava yastıkları kaza sırasında emniyet kemerinin takılı olduğu varsayılarak geliştirilmektedir. Kaza sırasında emniyet kemerinin takılı olmaması durumunda hava yastıkları yukarıda bahsedildiği gibi bir yarar sağlamayacaktır.

### 1.2.3. WHIPS (Boyun zedelenmesi koruma sistemi)

Boyun zedelenmesi koruma sistemi WHIPS (Whiplash Protection System) arkadan çarpmalarda görev yapan bir koruma sistemidir. Bu sistemde, Şekil 1.11’ de görüldüğü gibi arkadan çarpmalarda sistemin koltuğu gövdenin geriye doğru hareketini izlemektedir. Böylelikle, gövdenin üst kısmı ile kafa birlikte ve paralel olarak hafifçe ve dengeli bir biçimde geriye doğru gideceğinden, gövdedeki gerilmeler azaltılmaktadır. Koltuğun arkası daha sonra geriye/aşağıya doğru alçaltılarak, geriye fırlamaya ve tehlikeli kırbaçlama hareketinin riskine karşı gelmektedir (Çetinkaya 2000).



Şekil 1.11. WHIPS koruma sistemi

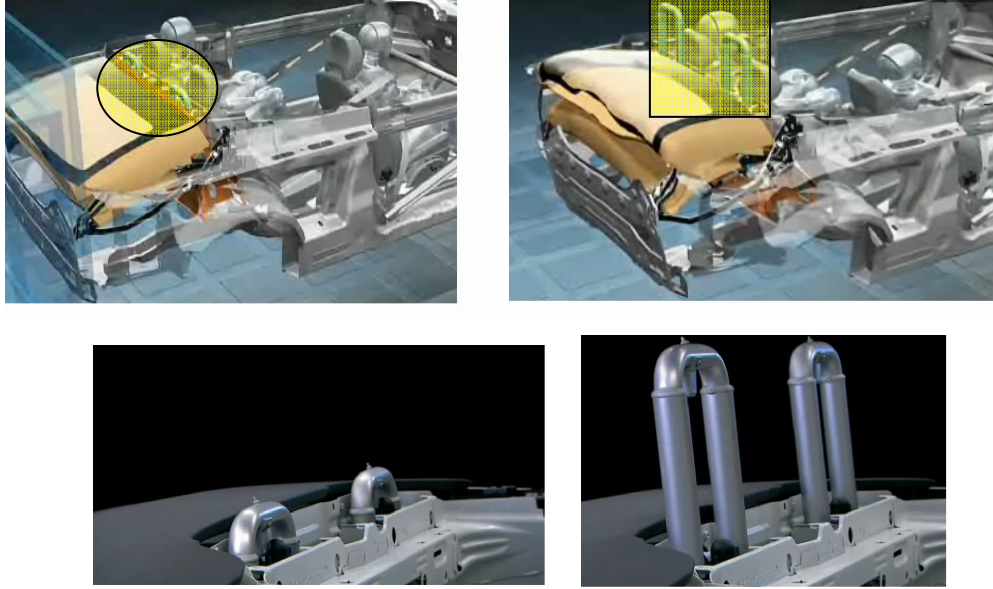
KAYNAK: <http://www.volvogallery.org.uk/showphoto.php?photo=2123>, 2008

### 1.2.4. ROPS ( Devrilmeye karşı koruma sistemi)

Devrilmeye karşı koruma sistemi ROPS (Roll Over Protection System) devrilme tehlikesini algıladığı anda devreye girer ve gerektiğinde ROPS çubukları Şekil 1.12’ de

görüldüğü üzere otomobil ile zemin arasında boşluk oluşturmak için süratli bir şekilde çıkar ve böylece yolcuların yaralanma riskini azaltır

(<http://www.volvocars.com.tr/Models/Volvo-C70/default.htm>, 2008).



Şekil 1.12. ROPS devrilmeye karşı koruma sistemi

KAYNAK: <http://www.volvocars.com/tr/Models/Volvo-C70/Pages/default.aspx>, 2008

### 1.2.5. SIPS (Yan darbe koruma sistemi)

Yan darbe koruma sistemi SIPS (Side Impact Protection System) yüksek mukavemette çelik çubuklardan bir iskeleti ve otomobilin tabanını kullanarak çarpışma güçlerini yolculardan uzağa dağıtır. Otomobilin gövdesindeki güçlendirmelere ek olarak sistemin yan hava yastıkları da çarpma sırasında ayrı şişen odacıklara sahiptir ve bu sayede kalça bölümündeki odacığın göğüs bölümü odacığından 5 kat daha yüksek basınçla şişmesine olanak tanır. Bu da vücudun daha hassas noktasında darbe etkisinin daha iyi emilmesine yardım eder

(<http://www.volvocars.com.tr/campaigns/MY08/AllNewV70/OpenDoors/default.htm>, 2008).

Boyun zedelenmesi koruma sistemi, devrilmeye karşı koruma sistemi ve yan darbe koruma sistemleri henüz lüks kabul edilen arabalarda kullanılmakta olup tüm arabalarda kullanımları standartlaştırılmamıştır.

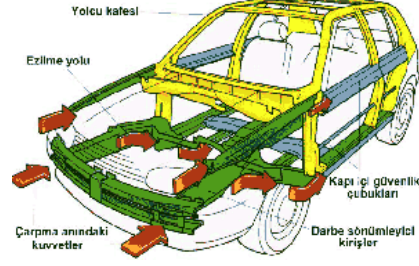
### 1.3. Taşıt Gövdesinin Deformasyon Davranışı

Amerika'da 1966 yılında yürürlüğe giren Motorlu Taşıtlar Güvenlik Kanunu'ndan sonra, bir dizi yasal kısıtlamalar getirilmiştir. Bunlardan en iyi bilineni, bir otomobilin sabit bir bariyere 48.3 km/h (30mil/h) hızla önden çarpması durumunda, yolcuların hayati tehlike oluşturacak boyutta yaralanmamaları şartıdır. Model onayının alınması yapılan çarpma testleri ve diğer testlerde karşılanması zorunlu olan şartlar aşağıda açıklanmıştır:

1. Baş yaralanma kriteri (HIC – Head Injury Criterion); baş yaralanma kriterinin belirlenmesinde baş ivme değerleri kullanılmaktadır ve müsaade edilebilir maksimum ivme değeri  $HIC < 1000 \text{ m/s}^2$  değeriyle sınırlandırılmıştır.
2. Göğüs yaralanma kriteri; göğüs kafesinin müsaade edilebilir maksimum ivmesi  $60 \text{ m/s}^2$  olarak sınırlandırılmıştır.
3. Bacak yaralanma kriteri; kalçaya etki eden kuvveti 10 kN olarak sınırlandırılmıştır.
4. Yakıt deposunda sınırlı sızıntı olabilir.
5. Çarpma sırasında kapılar açılmamalıdır.
6. Çarpmadan sonra kapılar yeterince açılabilmelidir.
7. Ön camın koruduğu bölgeye taşıt parçaları girmemelidir.
8. Direksiyon simidinin kayma miktarı  $< 10 \text{ cm}$  olmalıdır.
9. Yolcu mahallindeki kapaklar açılmamalıdır.
10. Hayati hacim boyutları küçülmemelidir.

Bu şartların tamamlayıcısı olarak, darbe durumundaki enerji absorbe edebilme özelliği bulunan ön yapı, belirli ve olabildiğince düzgün bir yavaşlama ivmesine sahip olmalıdır. Yolcu bölümü ise, mümkün olabildiğince sağlam ve şekil değişimine karşı dirençli olmalıdır. Eskinin ağır gövdeleri yerine, günümüzde uzay kafes (SF - Space Frame) sistemine göre üretilmekte olan yüksek dayanımlı profillerden yapılan hafif gövdeler ve çarpışma anındaki darbe kuvvetinin yolcu kafesine ulaşmadan sönmelenmesi için eklenen ön deformasyon kuşakları, Şekil 1.13' de de gösterildiği

gibi, çarpışma anındaki kuvvetleri önemli ölçüde absorbe ederek hayat kurtarıcı bir fonksiyon üstlenmektedir.

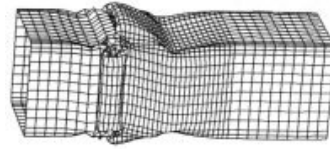


Şekil 1.13. Uzay kafes hafif gövde ve darbenin sönümlenmesi

KAYNAK:

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/Aktif\\_Ve\\_Pasif\\_Guvenlik\\_Sistemleri.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/Aktif_Ve_Pasif_Guvenlik_Sistemleri.htm), 2008

Çok sayıda eşitsizliğin çözülmesini gerektirdiğinden, taşıt gövdesinin deformasyon ve enerji absorbe etme davranışı bilgisayar simülasyonları ile analiz edilmektedir. Bunun için, şasi ve tüm gerekli elemanları dahil, taşıt gövdesinin binlerce elemana bölüdüğü sonlu elemanlar yöntemi kullanılır. Öncelikle önemli elemanlar incelenir. Örneğin, uzunlamasına darbe sönümleyici kirişlerin Şekil 1.14' de görüldüğü gibi akordeon biçiminde deforme olması durumunda absorbe ettiği enerji, eğilmesi halinde absorbe ettiği enerjiden daha fazladır. Bu ise kirişin uygun tasarımı, levha kalınlığı, kesit biçimi ve yolcu kabini ile taşıtın ön kısmına tutturulma biçimi gibi faktörlere bağlıdır (Çetinkaya 2000). Bilindiği üzere bu çalışmada ön tampon ve ön tamponun hemen arkasına bağlı olan ve çarpışma sırasında akordeon biçiminde deformasyona uğrayan darbe emici sistemi bilgisayar simülasyonu ile incelenmiştir.



Şekil 1.14. Akordeon biçiminde deformasyon

KAYNAK:

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/Aktif\\_Ve\\_Pasif\\_Guvenlik\\_Sistemleri.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/Aktif_Ve_Pasif_Guvenlik_Sistemleri.htm), 2008



Direksiyon sütünunun üst ucunun arkaya doğru maksimum yer değiştirme miktarı yasal olarak sınırlandırılmıştır. Uzunlamasına ve yanal çarpmalarda deforme olabilmesi için, direksiyon millerinin alt kısımları katlanabilir niversal mafsallı, muhafazaları yarıklı veya körüklü vb. yapılmaktadır.

Karşıdan çarpmalarda sürücünün ayağındaki baskıyı ve muhtemel bacak hasarlarını azaltmak üzere pedal serbest bırakma sistemleri (PRS - Pedal Release System) kullanılmaktadır. Yolcu tutucu sistemler de ergonomik olarak tasarlanmalıdır.

Kaza sonrasında taşıtın yanma riskini azaltmak için yakıt deposunu korumak üzere n deformasyon sacı kullanılmakta, yakıt boruları deformasyon bölgesi dışına alınmakta, ayrıca, yolcu bölümündeki yangın tehlikesini azaltmak üzere, yanmaya karşı dirençli malzemeler kullanılmalıdır.

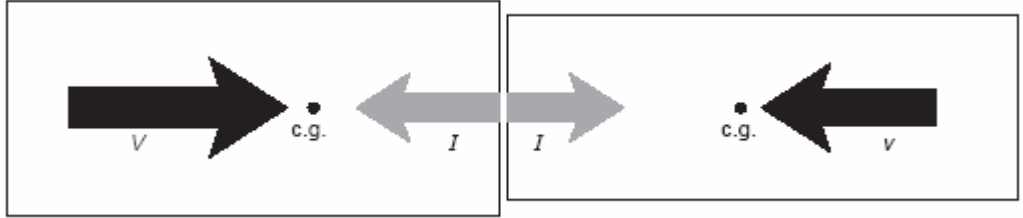
Çarpışmalarda güvenlik artırıcı sistemlere çok ihtiyaç vardır. Ancak, taşıtların yapısal tasarımları sadece güvenlik temeline dayandırılmamaktadır ve ayrıca, birçok tasarım amacı birbirleriyle çatışabilmektedir. Örneğin özellikle aracın n darbelere karşı mukavemetli olması için, ön kısmı ile yolcu bölümü arasında deforme olabilen fakat sağlam bir bağlantı olması istenmektedir. Bu bağlantının ses geçirgenliği ise istenmeyen bir durumdur. Çünkü motor sesi bu ses köprüsü vasıtası ile yolcu bölümüne iletilmekte ve şartlara bağlı güvenliği olumsuz yönde etkilemektedir. Günümüzde, amaçlanan bu tasarım karmaşalarının zm, bilgisayar simülasyonları yardımıyla olmaktadır.

## 2. ARAÇ ÇARPIŞMALARINDA GENEL DİNAMİKLER

Araç çarpışmaları genel olarak önden ve yandan çarpışma olarak ikiye ayrılabilir.

### 2.1. Önden Çarpışma

Kazalarda en sık ölüme sebebiyet veren ve ciddi yaralanmalara yol açan çarpışma şekli önden çarpışmadır; yandan çarpışma ise sonraki en sık görülenidir. Bu yüzden araç tasarımcıları önden çarpışmalarda daha iyi koruma sağlamak üzerine konsantre olur. Araç tasarımcılarının önden çarpışmalar üzerine yoğunlaşmasının bir diğer sebebi ise önden çarpışma durumunda yolcu bölmesinin önünde diğer çarpışma şekillerine göre incelenebilecek daha büyük alan olmasıdır. Yaralanma şiddetini düşürmeye neden olabilir diye arabanın çarpışmalara dayanıklı olma durumundaki gelişmeleri incelemeye başlamadan önce bu tür çarpışmaların genel dinamiklerini dikkate almak önemlidir. Şekil 2.1 iki araç arasındaki %100 offset kafa kafaya çarpışma durumunu gösterir.



Şekil 2.1. Kafa kafaya çarpışma

KAYNAK: Vehicle Crash Mechanics, Matthew Huang, CRC Press, 2002, s.163 (Şekil 7.1)

Uygulanan gösterimde (Macmillan 1983), büyük harf araç 1' i, küçük harf araç 2' yi belirtmek için kullanılır. Altsimge 1 çarpışmadan hemen önceki koşullar ve 2 çarpışmadan hemen sonraki koşullar için kullanılır. İmpuls ve momentin aşağıda gösterildiği gibi ilişkili olduğuna dikkat etmek önemlidir:

$$\text{İmpuls} = \text{Kuvvet} \times \text{zaman} = \text{momentteki değişim} \quad (2.1)$$

Bir çarpışma boyunca (tipik olarak 100 – 200 ms arasında) iki araç arasında değişken bir  $F$  kuvveti etki eder ve bu yüzden doğrusal impuls  $I$ ,

$$\int_{t_1}^{t_2} F dt = I \quad (2.2)$$

ile ifade edilir.  $t_1 = t_2$  olduğunda  $I = I_2'$  dir. Her aracın momentini dikkate alarak

$$MV_1 - I = MV \quad (2.3)$$

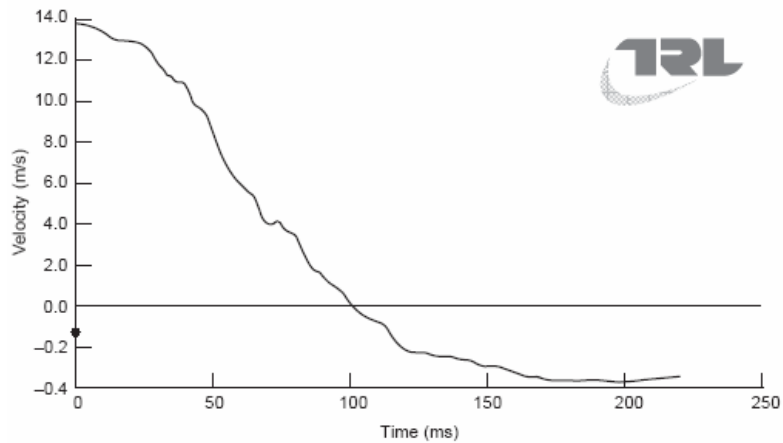
$$mv_1 - I = mv \quad (2.4)$$

elde edilir. Burada  $v_1$  ve  $V_1$  araçların çarpışma noktasına doğru ilk hızları,  $v$  ve  $V$  araçların çarpışma sırasında herhangi bir andaki hızlarıdır. Bu gösterim ve işaretler seçildi, çünkü hızlar ve diğer değişkenler birinci araç için tanımlandığında bununla ilişkili olarak simetri ilkelerini uygulayarak ikinci araç için de bu ifadeleri türetmek mümkündür.

$V_r$  ile gösterilen çarpışma boyunca hız önemli bir parametredir ve

$$V_{r1} = V + v \quad (2.5)$$

ile ifade edilir. Şekil 2.2' deki eğri 48 km/h hızda bir çarpışma boyunca bir aracın ivmesinin zamana bağlı integralini gösterir ve tipik bir hız eğrisini temsil eder.



Şekil 2.2. 48 km/h hızla seyahat eden Ford Mondeo'ya 48 km/h hızla çarpan bir VW Polo'nun hız-zaman eğrisi

KAYNAK: Vehicle Crash Mechanics, Matthew Huang, CRC Press, 2002, s.164 (Şekil 7.2)

Şekil 2.2' den hızın 0' a varana kadar genel bir düşüş eğilimi gösterdiği apaçktır ve aracın çarpıp geri gelmesiyle negatif olur. Böylece çarpışma 2 safhaya bölünebilir. İlkinde  $t_1$  anından  $t_0$  anına kadar  $V_r$  0' a düşene kadar araç yapısı sıkışır ve bozular, araçlar birlikte hareket eder; ikinci safhada araç yapılarındaki elastik uzama enerjisinin bir kısmı geri yüklenir ve araçlar negatif bir  $-V_{r2}$  hızıyla ayrılır. Birinci safha boyunca araçlar arasındaki impuls  $I_0$  ve 2. safha boyunca  $(I_2 - I_0)$  dir.

Bu 2 denklem  $V$ ,  $v$  ve  $V_r$  şeklinde 3 bilinmeyen içerir, bundan dolayı ek bilgi olmaksızın son hızları belirlemek için yetersizdirler. Newton' dan  $(I_2 - I_0)$  impulsunun  $V_r$  ve eski şeklini alma katsayısı  $e$  ile orantılı olduğu bilinmektedir. Böylece

$$I_2 - I_0 = eI_0 \quad (2.6)$$

ve

$$I_2 = (1+e)I_0 \quad (2.7)$$

$t_0$  anı göz önünde tutulursa,  $I = I_0$ ,  $v = v_0$  ve  $V = V_0$  yazabiliriz ve bu

$$V_{r2} = -eV_{r1} \quad (2.8)$$

eşitliğini verir. Eğer anlık  $t_2$  dikkate alınırsa

$$mv_1 - I_2 = mv_2 \quad (2.9)$$

ve

$$MV_1 - I_2 = MV_2 \quad (2.10)$$

birlikte düzenlenirse

$$v_2 + V_2 = -e(v_1 - V_1) \quad (2.11)$$

ifadesi genel durum için hızların tam ifadesini elde etmek için yeniden düzenlenirse aşağıda gösterildiği gibi denklemler elde edilir:

$$v_2 = v_1 - M(I + e)(v_1 + V_1) / (m + M) \quad (2.12)$$

$$V_2 = V_1 - m(I + e)(v_1 + V_2) / (m + M) \quad (2.13)$$

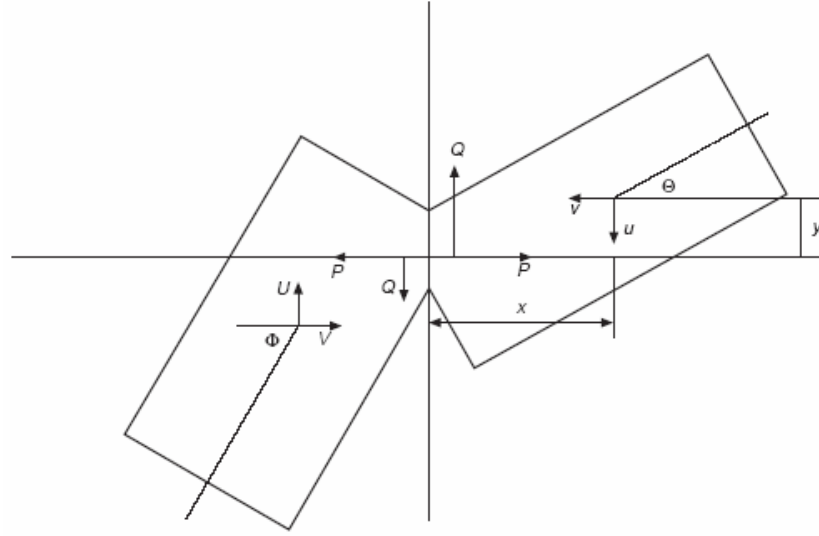
Tamamen esnek olmayan çarpışma,  $e = 0$ , mükemmel bir enerji soğurucuyu temsil eder (toplam enerji emilimi), yolcu koruması için muhtemelen optimumdur ve araç tasarımcılarının uğraş verdiği idealdir. Uygulamada bunun gibi idealler yoktur. Yani tamamen esnek olmayan çarpışmayı pratikte elde etmek mümkün değildir. O yararlıdır, bu yüzden Şekil 2.2' de gösterilen çarpışmayı kullanarak denklemlere bazı pratik sayılar koyulabilir: Polo' nun kütlesi  $m$  972 kg ve Mondeo' nun kütlesi  $M$  1504 kg' dı; her ikisi de 13.78 m/s hızla seyahat ediyordu. Polo'nun son hızı -3.77 m/s ve Mondeo' nunki 3.30 m/s idi. Böylece denklemlerden  $e$  0.4 olarak bulunur. Okuyucu mükemmel esnek ve mükemmel esnek olmayan çarpışmanın sonuçlarını bulmak isteyebilir. Daha ileri bir basitleştirme  $V_1 = 0$  durumu yani duran araca çarpmadır. Bu yüzden

$$v_2 = v_1(m - em) / (m + M) \quad (2.14)$$

$$V_2 = -mv_1(I + e) / (m + M) \quad (2.15)$$

elde edilir.

Bu sonuçlar önemsiz görünebilir, fakat Şekil 2.3' de gösterildiği gibi düzlem çarpışmanın daha zor genel probleminin çözümü için aynı tekniği uygulamanın mümkün olduğu gösterilebilir. Kesişim ekseninin sağ tarafındaki aracın bir başlangıç vektörel hızı  $\underline{v}$  ve bir başlangıç açısal hızı  $\theta_1$  ' ya sahip olduğunu kabul edelim. Çarpma yüzeyinde sıkıştıran bir  $I$  ( $Fdt$ ) impulsu ile bir teğetsel  $J$  impulsu vardır. Bu teğetsel impuls iki yüzey arasındaki sürtünme ve kenetlenmenin bir kombinasyonu olarak oluşur. Bu etkileşimin katsayısına  $\lambda$  diyelim, böylece  $J = \lambda I$ . Bu  $\lambda$  değeri çarpmanın başından sonuna dek neredeyse hep değişecektir, fakat bizim ilgilendiğimiz  $t_2$  anında kesin bir değere sahip olduğu kabul edilebilir.



Şekil 2.3. İki araç arasındaki çarpışmanın planı

KAYNAK: Vehicle Crash Mechanics, Matthew Huang, CRC Press, 2002, s.165 (Şekil 7.3)

Eğer vektörel hız  $\underline{v}$  çarpma yüzeyinin normaliyle bir  $\theta$  açısı yaparsa hızın bileşenleri, normal ( $v$ ) ve teğetsel ( $u$ )

$$v = \underline{v} \cos \theta \quad (2.16)$$

$$u = \underline{v} \sin \theta \quad (2.17)$$

birde

$$\tan \theta = u/v \quad (\theta = \tan^{-1} (u/v)) \quad (2.18)$$

Şimdi bir araç için moment eşitlikleri yazılabilir ve lineer moment için bu eşitlikler

$$I = mv_I - mv \quad (2.19)$$

$$\lambda I = mu_I - mu \quad (2.20)$$

açısal moment için

$$Iy - \lambda Ix = mk^2 - mk^2 \quad (2.21)$$

Benzer ifadeler  $V_1$ ,  $U$  ve  $\Phi$  kullanılarak ve büyük harflerle küçük harfleri yer değiştirip yazarak diğer araç için elde edilebilir.

$$x \text{ eksenini boyunca hız} \quad p = v + V - y - Y \quad (2.22)$$

$$y \text{ eksenini boyunca hız} \quad q = u + U + \theta x + \Phi X \quad (2.23)$$

Eski durumuna dönme için  $I_2 = (1+e)I_0$  denklemi yukarıda tanımlandığı gibi hala geçerlidir ve iki aracın açısal ve çözülmüş lineer hızlarını tanımlamak için önceki 8 eşitlikle birlikte kullanılabilir:

Kesişim ekseninin sağ tarafındaki araç için

$$v_2 = v_1 - I_2/m \quad (2.24)$$

$$u_2 = u_1 - \lambda I_2/m \quad (2.25)$$

$$\theta_2 = \theta_1 + (y - \lambda X) I_2/mk^2 \quad (2.26)$$

Kesişim ekseninin sol tarafındaki araç için

$$V_2 = V_1 - I_2/M \quad (2.27)$$

$$U_2 = U_1 - \lambda I_2/M \quad (2.28)$$

$$\Phi_2 = \Phi_1 + (Y - \lambda X) I_2/MK \quad (2.29)$$

## 2.2. Yandan Çarpışma

Yandan çarpışmanın dinamikleri açık bir şekilde önden çarpışmadaki aynı matematiksel yolla incelenebilir. Fakat, yandan çarpışmada yolcu ve çarpışma düzlemi arasındaki araç yapısı önden çarpışmaya göre çok daha küçük olduğundan, verilen bir görelî hız ve görelî kütle için yaralanma potansiyelinin değerlendirilmesi çökmünün boyutuyla ve yolcu kabinine giren parçanın hızıyla daha fazla ilişkilidir. Bu çalışmanın konusu bu karmaşık problem olmadığından burada incelenmeyecektir (Huang 2002).

### 3. ARAÇ ÇARPIŞMALARINDA EZİLME KARAKTERİSTİKLERİ

Araç çarpışmalarında ezilme karakteristikleri rijit bir bariyere çarpma ve iki araç arasındaki önden çarpışmalar olmak üzere 2 başlık halinde incelenecektir.

#### 3.1. Rijit Bir Bariyere Çarpma

Bir kazanın dinamik sonucunu önceden bildirmek mümkündür ve eski şeklini alma katsayısı yoluyla absorbe edilen enerji miktarını belirlemek için,  $e$  ile belirtilen değer, belirli bir çarpma için bilinmeli veya güvenilir bir şekilde kabul edilebilmelidir. Fakat bu analiz ne  $e'$  nin değerini bulur ve bulabilir, nede deforme olan iki araçtaki enerji kaybı dağılımının nasıl olduğunu tanımlayabilir, nede araçların ne kadar ezildiğini bulmada kullanılabilir.

Böyle sorular sadece ezilmeyi inceleyen bir yaklaşım tarafından sorulabilir ve belirli araç parçalarının veya parça kombinasyonlarının çökme detaylarını bulan sonlu elemanlar tekniklerini kullanarak bilgisayar analizleri yaparken bir çarpma boyunca bir aracın genel davranışı için bir kavram bulmak kolay değildir.

Macmillan (1983) birçok bariyerlere çarpma testi sonuçlarına dayanarak alternatif bir yaklaşım önerir. Bariyerlere çarpma testlerinin ivme, hız ve yerdeğiştirme (ezilme) sonuçları benzer karakteristikler göstermeye eğilimlidir. Şekil 3.1 tipik bir formdur.

Bu ivme eğrisi araç yapısının kararsız buruşması tarafından meydana gelen yüksek frekans modülasyonuna sahiptir. Hız ve yerdeğiştirme eğrileri integrasyonun doğasında olan filtreleme etkisiyle artan bir şekilde daha düzgün olur. Fakat, bu eğriler bir çarpma boyunca tüm araç davranışını incelemek için idealleştirilmeye ihtiyaç duyarlar.

Macmillan (1983) düzgün eğriler için kullanılacak bir analitik ifadenin aşağıdaki kriterleri sağlaması gerektiğini belirtmiştir:

- Yönlendirilebilecek kadar basit olmalıdır.



- Çarpma testlerinden elde edilen eğrilerden bulunan sınır şartlarını sağlamalıdır.
- Bilinen test durumlarıyla iyi ilişkili olmalıdır ve bu yüzden bir dizi bilinmeyen örneklerin sonuçlarını önceden bildirmekte kullanılabilir.
- Değişkenlerdeki küçük bir değişiklikte farklı ezilme karakteristiklerine sahip araçları temsil edebilmelidir.

Bu açıklama aynı zamanda  $e'$  nin 0'dan 1'e tüm değerleri için uygulanabilir olmalıdır ve aşağıdaki şartı sağlamalıdır:

$$t = t_2 \text{ anında } da/dt = 0$$

Yani çarpmanın sonunda ivmenin anlık değerinde değişme olmamalıdır.

Macmillan ivme için aşağıda gösterilen boyutsuz denklemi önermiştir:

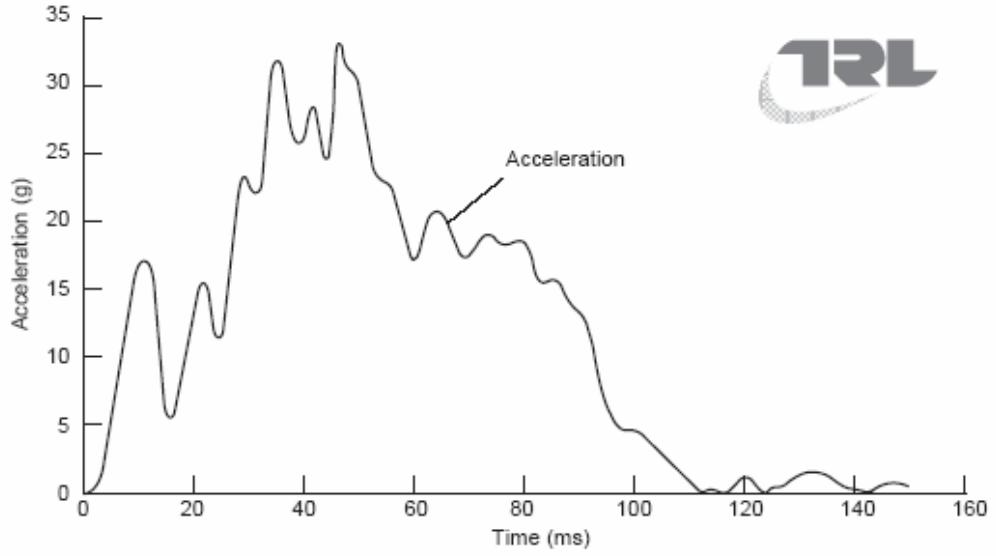
$$\text{İvme} \quad a = -(cv_1/t_2) (t/t_2) (1 - t/t_2)^\beta \quad (3.1)$$

Burada  $c$  belirlenen bir boyutsuz sabit ve  $\beta$  1' den büyük boyutsuz bir endekstir.

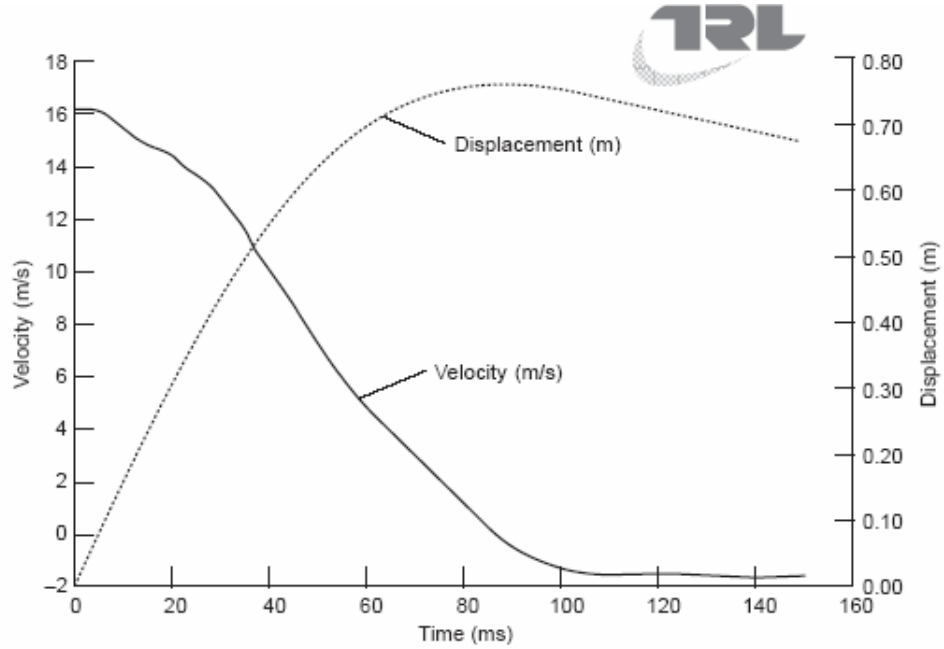
$T = t/t_2$  alalım ve integrali alırsak

$$v = v_1 a_v(T) \quad (3.2)$$

$$\text{Burada} \quad (a_v(T)/c) = (1 - T)^{\beta+1}/(\beta + 1) - (1 - T)^{\beta+2}/(\beta + 2) - e/c \quad (3.3)$$



(a)



(b)

Şekil 3.1. (a) Bir rijit bariyere 58 km/h hızla çarpan bir Vauxhall Cavalier'in zamana bağlı ivme değişimi. (b) Şekil 3.1. (a)' da gösterilen çarpma hız ve yerdeğiştirme zamana bağlı değişimi

KAYNAK: Vehicle Crash Mechanics, Matthew Huang, CRC Press, 2002, s.168 (Şekil 7.4)

$a_v(T)$ ' yi  $v$  ifadesinde yerine koyarak ve integralini alarak

$$S = v_1 t_2 a_s(T) \quad (3.4)$$

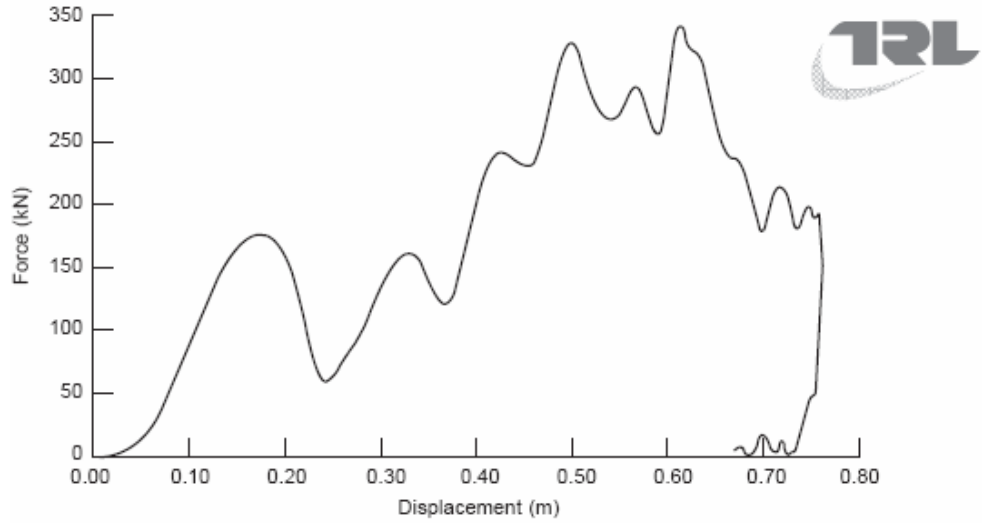
elde edilir.

$\beta_0$  parametresine *yapı indeksi* adı verilir, çünkü yumuşak burunlu araçlar küçük  $\beta_0$  değerlerine sahiptir ve sert burunlu araçlar daha büyük değerlere sahiptir. Orta boy bir araba için tipik bir değer  $\beta_0 = 2'$  dir.

Şimdi bir aracın ezilme karakteristiklerini tanımlayan iki başka parametre daha tanımlanabilir. Birincisi *ezilme modülü*,  $C_m$ , elastisite modülüne benzerdir.  $C_m$  kuvvet-yerdeğiştirme eğrisinin ( $F$ - $S$  eğrisi) başlangıçtaki eğimi olarak tanımlanır. Şu şekilde ifade edilir:

$$C_m = mcl/t_2^2 \quad (3.5)$$

$C_m$  değeri orta boyuttaki bir araba için tipik olarak 1–1.5 kN/mm arasında bir değere sahiptir. Şekil 3.2 bir rijit bariyere çarpan bir Vauxhall Cavalier için bir kuvvet-çökme eğrisini gösterir ve başlangıçtaki kısmın eğimi ezilme modülüdür.



Şekil 3.2. Bir rijit bariyere 58 km/h hızla çarpan bir Vauxhall Cavalier için kuvvet-çökme eğrisi

KAYNAK: Vehicle Crash Mechanics, Matthew Huang, CRC Press, 2002, s.169 (Şekil 7.5)

Ezilme modülü  $C_m = dfl/ds = mcl/t_2^2$ ; ölçülen değer = 1.24 kN/mm.

Son araç çarpma parametresi bir çarpmada plastik deformasyon şeklindeki yapıdaki çökmenin ne kadar ciddi olduğunu tanımlar ve Çarpma Ciddiyet Faktörü  $K_s$  olarak adlandırılır.

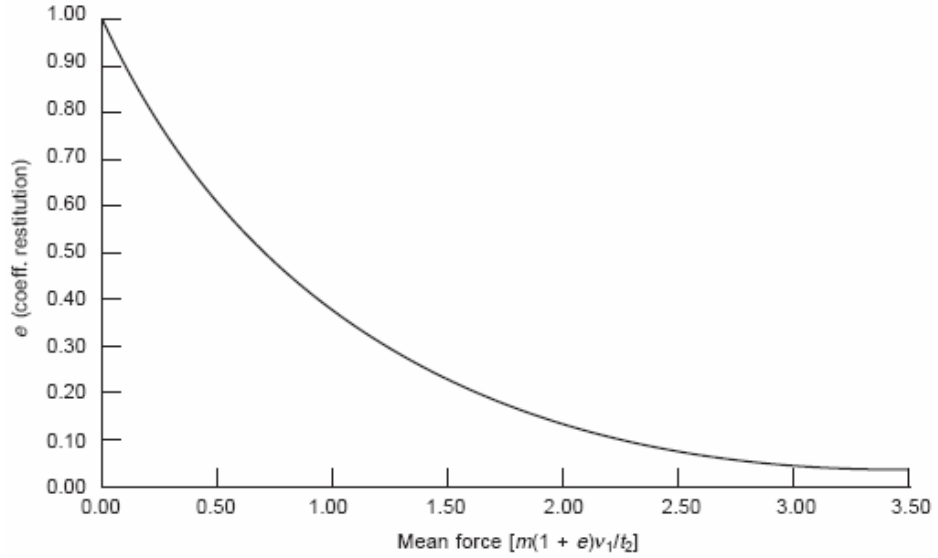
Bir çarpmanın ciddiyeti en iyi şekilde ortalama kuvvetin büyüklüğü ile nicelenebilir ve yapıda aşağıda gösterildiği gibi indüklenir:

$$\text{Ortalama kuvvet} = m(v_1 - v_2)/t_2 = m(1 - e) v_1/t_2 \quad (3.6)$$

Ortalama kuvvet küçük olduğunda, çarpma hemen hemen elastiktir ( $e \rightarrow 1$ ) ve büyük olduğunda deformasyon hemen hemen plastiktir ( $e \rightarrow 0$ ). Böylece  $e$  Şekil 3.3' de gösterildiği gibi ortalama kuvvete bağlı olarak değişir.

Eğer eğri üstel olarak kabul edilirse yukarıdaki denklem aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$K_s \ln(1/e) = m(1+e) v_1/t_2 \quad (3.7)$$



Şekil 3.3. Ortalama kuvvete karşı eski şeklini alma katsayısı  $e$ ' nin değişimi  
KAYNAK: Vehicle Crash Mechanics, Matthew Huang, CRC Press, 2002, s.170 (Şekil 7.6)

$$a_k(e) = (1+e)/\ln(1/e) \quad (3.8)$$

Macmillan (1983) orta boyuttaki bir araç için tipik bir  $K_s$  değeri olarak 65 kN değerini verir; rijit bariyere 58 km/h hızla çarpan Cavalier için bu değer 175 kN' du.

### Özel Durumlar

Maksimum kuvvet  $f_m$ : Maksimum ivme  $t = t_m$  anında ve  $df/dt = 0$  olduğunda meydana gelir ve diferansiyel olarak maksimum kuvvetin aşağıdaki gibi olduğu gösterilebilir:

$$f_m = m c v_1 a_m(\beta)/t_2 \quad (3.9)$$

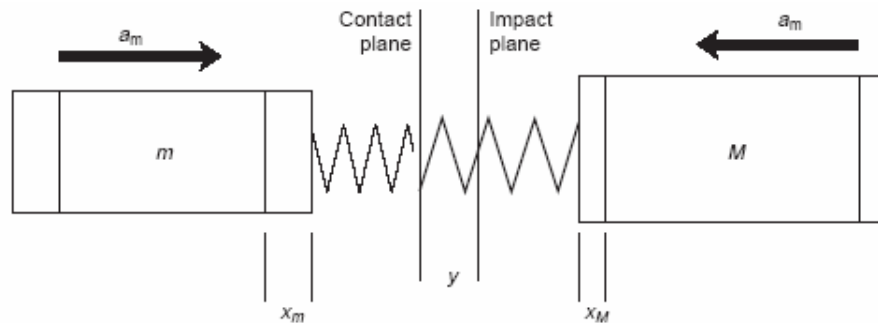
Maksimum dinamik yerdeğiştirme (ezilme)  $S_m$ : Maksimum yerdeğiştirme  $v = 0$  olduğunda meydana gelir ve aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$S_m = v_1 t_2 a_s(t_0/t_2) \quad (3.10)$$

### 3.2. İki Araç Arasındaki Önden Çarpışmalar

Yukarıdaki bilimsel inceleme sabit bir rijit bariyere çarpmadaki ezilme sürecini inceledi. Bu yaklaşım iki araç arasındaki merkezi (%100 offset) çarpışma çalışmalarına uzatılabilir.

Şekil 3.4' de görüldüğü gibi  $m$ ' nin soldaki aracı ve  $M$ ' nin sağdaki aracı ifade ettiğine dikkat edilmelidir. Bunlar aşağıdaki denklemlerde altsimge gibi kullanılmıştır.



Şekil 3.4. Bir merkezi (%100 offset) çarpışmanın ezilme süreci boyunca iki aracın yerdeğiştirme ve ivmesi

KAYNAK: Vehicle Crash Mechanics, Matthew Huang, CRC Press, 2002, s.171 (Şekil 7.7)

Zaman kontak anında ölçülür,  $x_m$   $m$  kütlesindeki aracın hareketi,  $y$  kontak düzleminin hareketi ve  $f_0$  düzlemdeki araçlar arasındaki kuvvettir. İki aracın deformasyonu

$$s_m = x_m - y \text{ ve } s_M = x_M - y \quad (3.11)$$

ile verilir.

$$\text{Kapanma hızı} \quad V = s = x_m + x_M \quad (3.12)$$

$$\text{Kapanma ivmesi} \quad V = a_m + a_M = f(1/m + 1/M) \quad (3.13)$$

Önceki bölümde verilen metodu kullanarak ve kombine ezilme modülü için  $C_c$  yazarak,  $C_c$  aşağıda gösterildiği gibi ayrı ezilme modülleri ile ifade edilebilir:

$$C_c = C_m C_M / (C_m + C_M) \quad (3.14)$$

Bu yaklaşım çeşitli farklı otomobillere çarpışma durumunda her otomobil için kesin durumların bilindiği farz edilerek tasarımcıya tasarlanan otomobilin performansını incelemeye olanak tanır. Fakat, bir çarpışmadaki bir otomobilin performansı her aracın çarpan parçalarının ezilme karakteristiklerine bağlı olacaktır ve bu yüzden sadece tasarım uygulamada gerçekleştirilirse ayrıntılı kriter elde edilebilir (Huang 2002).

## 4. ARAÇ ÇARPIŞMA TEST VE SİMÜLASYONLARI

Araçlarda çarpışma testleri deneysel çarpışma testleri ve dinamik çarpışma analizleri olarak ikiye ayrılır.

### 4.1. Araçlarda Deneysel Çarpışma Testleri

Burada Euro NCAP deneysel çarpışma testlerinden bahsedilecektir.

#### 4.1.1. Euro NCAP araç çarpışma testleri tarihçesi

- 1970' li yıllarda Avrupa' da bazı hükümetler araçlardaki güvenlik standartlarının geliştirilmesi çalışmasına başladılar.
- 1990' lı yılların başlarında tüm araç modeli üzerinde önden çarpışma test standartları oluşmaya başladı.
- İlk testlerde aracın içinde test kuklası olmadan önden rijit bir bloğa çarpma durumunda direksiyon kolununun kaza anındaki yerdeğiştirilmesi inceleniyordu.
- 1979 yılında A.B.D' de Ulusal Yol Trafiği Güvenliği Birimi (NHTSA) Yeni Araba Değerlendirme (New Car Assessment Programme - NCAP) programını başlattı. Arkasından Avustralya ve Japonya' da da benzer kuruluşlar oluşturuldu.
- Avrupa'da ise Alman Otomobil Kulübü (ADAC) tüketicilerin bilgilendirilmesi için çarpışma test sonuçlarını duyurmaya başladı.
- 1994 yılına kadar çarpışma testleri araç üreticilerinden destek görmedi.
- Haziran 1994' te İngiltere' de NCAP testlerinin başlatılması kararlaştırıldı.
- Araç üreticileri ile yapılan toplantılarda testlerin içerikleri tartışıldı. Önden ve yandan çarpma ile yaya güvenliği testleri önerildi. Ancak araç üreticileri testler konusunda isteksiz davrandılar.
  - Nisan 1995' te Avrupa' da NCAP başlatıldı. Konu Avrupa Komisyonu' na taşındı ve bundan sonra yapılacak çalışmalar tartışıldı. İlk testler için 7 süper mini sınıf araçlar seçildi ve üreticilerden bilgi istendi.
  - Mayıs 1996' ya kadar ilk testler tamamlandı.



Şekil 4.1. Bir Euro NCAP araç çarpışma testi

KAYNAK: [http://www.euroncap.com/tests/honda\\_civic\\_2007/307.aspx](http://www.euroncap.com/tests/honda_civic_2007/307.aspx), 2008

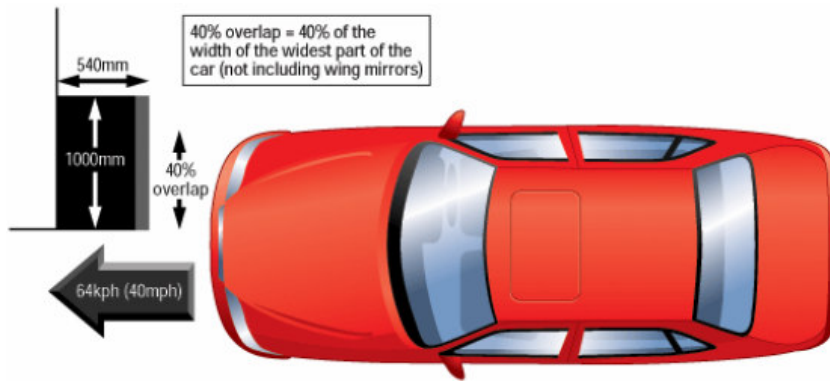
- Şubat 1997' de test sonuçları bir konferansta yayınlandı ve değerlendirme yöntemi açıklandı.
- Ardından araç üreticileri de kendi aralarında toplantı yaptılar. NCAP kuruluşunu, testleri ve değerlendirme yöntemini tartıştılar. Değerlendirme yönteminin çok katı olduğunu ve yolcu güvenliği açısından 4 yıldız alabilecek araç olmadığını savundular.
- Temmuz 1997' de ikinci safha testler yapıldı ve sürücü ve yolcu güvenliği açısından Volvo S40 4 yıldız ile değerlendirildi.
- İlerleyen zamanda birçok Avrupa hükümeti ve kurumları NCAP oluşumuna katıldı ve testler yılda iki kez yapılmaya başladı. Araç üreticileri kendi araçlarının testi için sponsor oldular.
- 1999 yılında NCAP' in sekreterliği İngiltere'den Brüksel' e taşındı.
- Haziran 2001' de bir araç modeli sürücü ve yolcu güvenliği açısından NCAP testlerinde ilk kez 5 yıldız aldı. Bunu diğer araçlar izledi. Kasım 2004' te mini araç sınıfında bir otomobil yine 5 yıldız aldı (<http://www.euroncap.com/history.aspx>, 2008).



#### 4.1.2. Euro NCAP deneysel çarpışma testleri

Euro NCAP deneysel çarpışma testleri önden çarpma (frontal impact), yandan çarpma (side impact), yandan çarpma kafa koruma (pole impact), çocuk yolcu koruma (child protection) ve yaya güvenliği (pedestrian protection) testleri olarak sınıflandırılır.

##### 4.1.2.1. Önden çarpma testi



Şekil 4.2. Önden çarpma testi

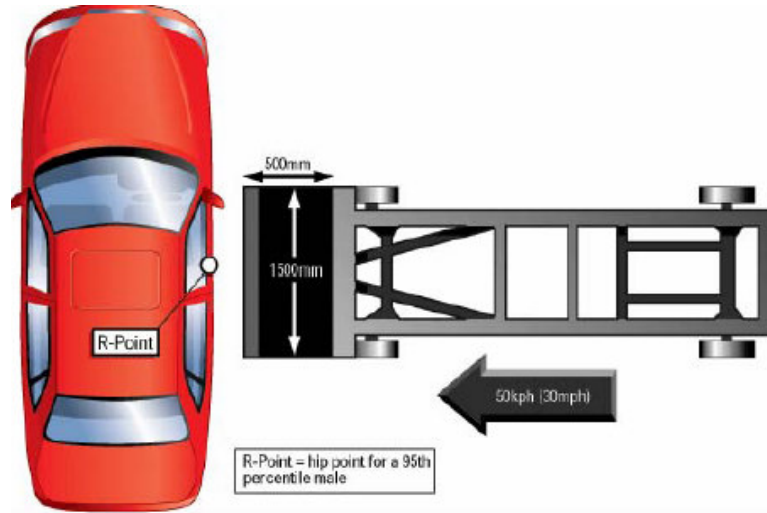
KAYNAK: <http://www.euroncap.com/tests/frontimpact.aspx>, 2008

Önden çarpma testinde araç ön tarafının %40' lık kısmı deforme olabilen alüminyum bal peteği formundaki duvara çarptırılır. Birçok kaza bu konumda meydana gelir. Bu test aynı kütleye sahip iki aracın çarpışması durumuna denk gelir. Çarpışmanın araç içinde ön koltuklarda oturan sürücü ve yolcu kabine olan etkisi ve deformasyonun bu bölüme etkisi değerlendirilir.

Araç içinde sürücü ve yolcu kuklası bulunur. Standart test hızı 64 km/h' tır. Bu kazalarda etkili olan güvenlik önlemleri; emniyet kemerleri, sürücü ve yolcu hava

yastıkları, diz hava yastıkları, kafalıklar, tampon ve arkasındaki enerji emici kutu profilleri vb. sayılabilir (<http://www.euroncap.com/tests/frontimpact.aspx>, 2008).

#### 4.1.2.2. Yandan çarpma testi

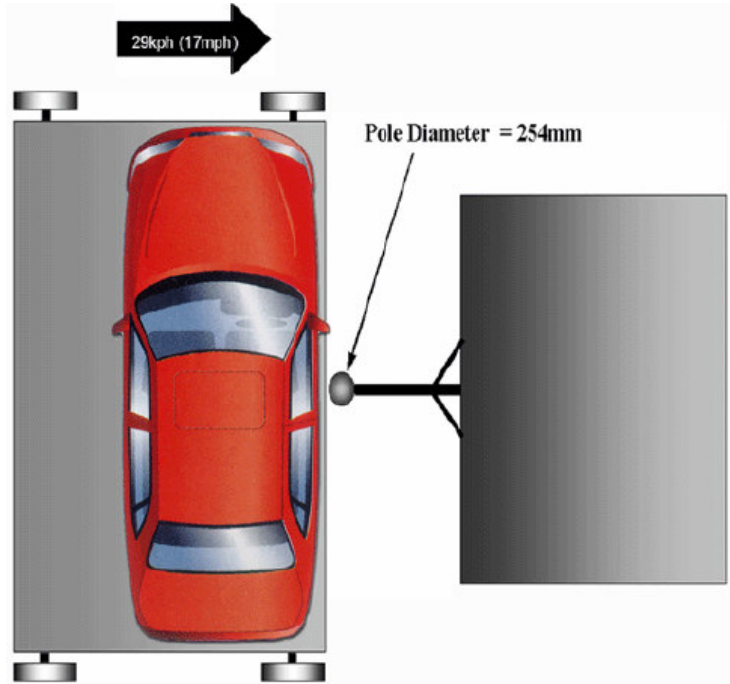


Şekil 4.3. Yandan çarpma testi

KAYNAK: <http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/106f41f7-d486-46bf-bfbc-80fb4c79f679/side-impact.aspx>, 2008

Bu testte bir aracın diğer araca yan tarafından çarpması sırasında oluşan hasarın değerlendirilmesi yapılır. Test, hareketli ve deforme olabilen 50 km/h hızındaki bariyerin araca yandan çarpması şeklinde gerçekleştirilir. Araç içinde yandan çarpma sürücü test kuklası bulunur. Bu testte en önemli güvenlik önlemi yan hava yastıklarıdır. Bu testte çarpışmanın kabin içine olan etkisi değerlendirilir (<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/106f41f7-d486-46bf-bfbc-80fb4c79f679/side-impact.aspx>, 2008).

#### 4.1.2.3. Yandan çarpma kafa koruma testi



Şekil 4.4. Yandan çarpma kafa koruma testi

KAYNAK: <http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/90769bbc-bb74-4129-a046-e586550c3ece/pole-impact.aspx>, 2008

Yandan çarpma kazalarında en fazla zarar gören uzuv kafadır. Bir önceki yandan çarpma testinde kafa üzerine gelen etkiyi daha detaylı olarak değerlendirme imkânı mevcut değildir. Bu nedenle “pole testi” olarak da adlandırılan bu testte, 29 km/h hızındaki silindirik bariyer aracın kafa bölgesine denk gelen kısmına çarptırılır. Çok önemli bir testtir, çünkü Avrupa’ daki ciddi yaralanmalı ve ölümlü kazaların dörtte biri bu kazalardır. Bu testte ‘yan çarpışma baş hava yastıkları’ hem bir dolgu görevi görerek

insan başını korur, hem de kırılan camdan başın dışarı çıkmasını önler (<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/90769bbc-bb74-4129-a046-e586550c3ece/pole-impact.aspx>, 2008).

#### 4.1.2.4. Çocuk yolcu koruma testi

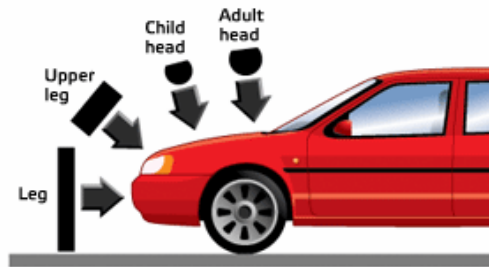


Şekil 4.5. Çocuk yolcu koruma testi

KAYNAK: [http://www.euroncap.com/tests/audi\\_a6\\_2004/207.aspx](http://www.euroncap.com/tests/audi_a6_2004/207.aspx), 2008

Önden ve yandan çarpma bariyer testlerinde arka koltukta sabitlenmiş çocuk kuklalar kullanılır. Çarpma anında çocuk koltuklarının arabaya sabitleme mekanizmaları değerlendirilir. Bu testlerdeki en önemli güvenlik önlemi ISOFIX sabitleme sistemidir(<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/cec92835-f082-4bd4-b4a3-2958ec66cbee/child-protection.aspx>, 2008).

#### 4.1.2.5. Yaya güvenliği testleri



Şekil 4.6. Yaya güvenliği testi

KAYNAK: <http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/ed4ad09d-1d63-4b20-a2e3-39192518cf50/pedestrian-protection.aspx>, 2008

Yaya güvenliği testlerini tüm manken üzerinde yapmak oldukça zordur. Testlerde aracın tamponu ile yayanın ayağının çarpacağı noktanın kontrolü kolay olmasına rağmen, kafanın araç üzerine çarptırılacağı noktanın kontrolü zordur. Bu problem

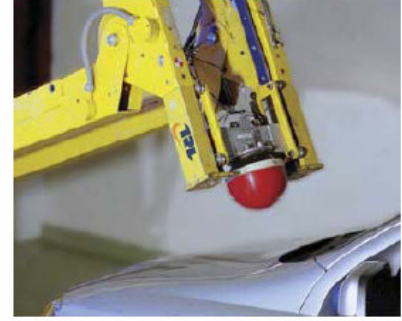
kaçınmak için yaya güvenliğini değerlendirmek üzere özel testler geliştirilmiştir (<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/ed4ad09d-1d63-4b20-a2e3-39192518cf50/pedestrian-protection.aspx>, 2008).



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.7. (a) alt bacak çarpma testi, (b) üst bacak çarpma testi, (c) kafa çarpma testi

#### 4.2. Araçlarda Dinamik Çarpışma Analizleri

Sonlu elemanlar metodu ile analiz yöntemleri otomotiv endüstrisinde ürün geliştirme aşamalarında yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Dinamik çarpışma analizleri bu yöntemlerden birisidir ve birçok yazılım içinde bu tür analizler yapılmaktadır. Bu yazılımlar çarpma analizleri için implisit (kapalı) ve eksplisit (açık) zaman entegrasyonu yöntemini kullanmaktadırlar.

Çarpma problemlerinde olduğu gibi çok küçük zaman aralıklarında değişen büyüklükler varsa bu tür analizler için açık zaman entegrasyonu yöntemi kullanılır. Hareket denkleminin zaman alanında entegrasyonu merkezi farklar yöntemi ile hesaplanır. İlk adımda aşağıdaki hareket denklemi çözülür:

$$Ma = P - I \quad (4.1)$$

Burada;

$P$  : dış kuvvetler,

$I$  : eleman iç kuvvetleri,

$M$  : kütle matrisi

$a$  : ivme' dir.

$t$  zamanı anında ivme değeri;

$$a_{(t)} = (M)^{-1} (P - I)_{(t)} \quad (4.2)$$

Merkezi farklar yöntemi ile ivme, zaman alanında entegre edilerek hız büyüklüğü hesaplanır;

$$V_{(t+\Delta t/2)} = V_{(t-\Delta t/2)} + (\Delta t_{(t+\Delta t)} + \Delta t_{(t)}) a_{(t)} / 2 \quad (4.3)$$

Düğüm noktalarındaki yerdeğiştirme değerleri ise;

$$u_{(t+\Delta t)} = u_{(t)} + \Delta t_{(t+\Delta t)} V_{(t+\Delta t/2)} \quad (4.4)$$

denklemleri ile hesaplanır.

İlk adımda denge eşitliğinin sağlanması ile ivmeler bulunur. İvmelerin bilinmesi ile hız ve yerdeğiştirmeler sonraki adımlar için hesaplanabilir. Hesaplanan değerlerin doğruluğu ve kararlılığı açısından zaman artım değeri ( $\Delta t$ )'nin oldukça küçük seçilmesi gerekir. Böylece küçük zaman artımları için ivme değerinin sabit olduğu kabul edilebilir. Ayrıca zaman artım değerinin çok küçük alınması çözüm süresini artırır. Ancak her bir adımdaki çözüm işlemi için denklem takımı çözümü gerçekleştirilmez. Bu nedenle her bir adım için çözüm kısa sürer. Hesaplama süresi daha çok eleman kuvvetlerinin hesaplanmasına harcanır.

Zaman artım değerinin seçimi çözümün kararlılığı açısından önemlidir. Bunun için aşağıdaki eşitlikten yararlanılır ve çoğunlukla yazılım tarafından belirlenir:

$$\Delta t_{\text{kararlı}} = L/c \quad (4.5)$$

L : sonlu elemanlar modeli içindeki en küçük eleman uzunluğu,

c : malzeme içindeki ses hızı.

Seçilen  $\Delta t$  değeri  $\Delta t_{\text{kararlı}}$  değerinden küçük veya eşit olmalıdır. Burada c ses hızı malzemenin karakteristik bir özelliği olup;

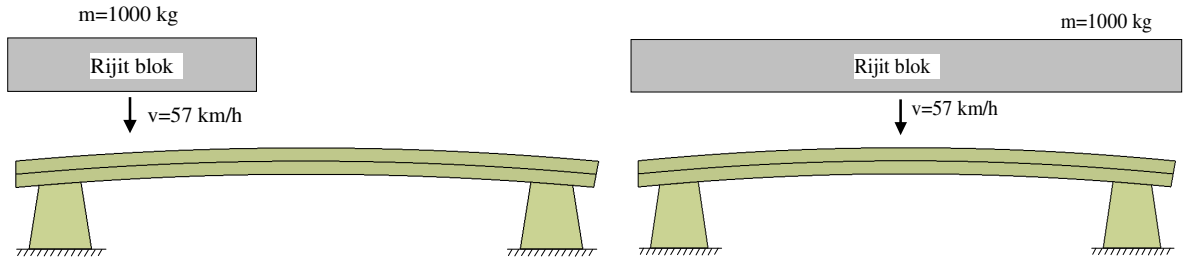
$$c = \sqrt{E/\rho} \quad (4.6)$$

denklemleri ile hesaplanır ( $E$ : malzemenin elastisite modülü,  $\rho$ : yoğunluk).

Yerdeğiştirme değerlerinin hesaplanmasının ardından gerilme ve gerilme değerleri bulunur. Eleman iç kuvvetleri ( $I$ ) bulunduğundan sonra  $t+\Delta t$  zaman artımı yapılır ve bir sonraki adım çözülür.

## 5. TAMPON ÇARPIŞMA ANALİZLERİ

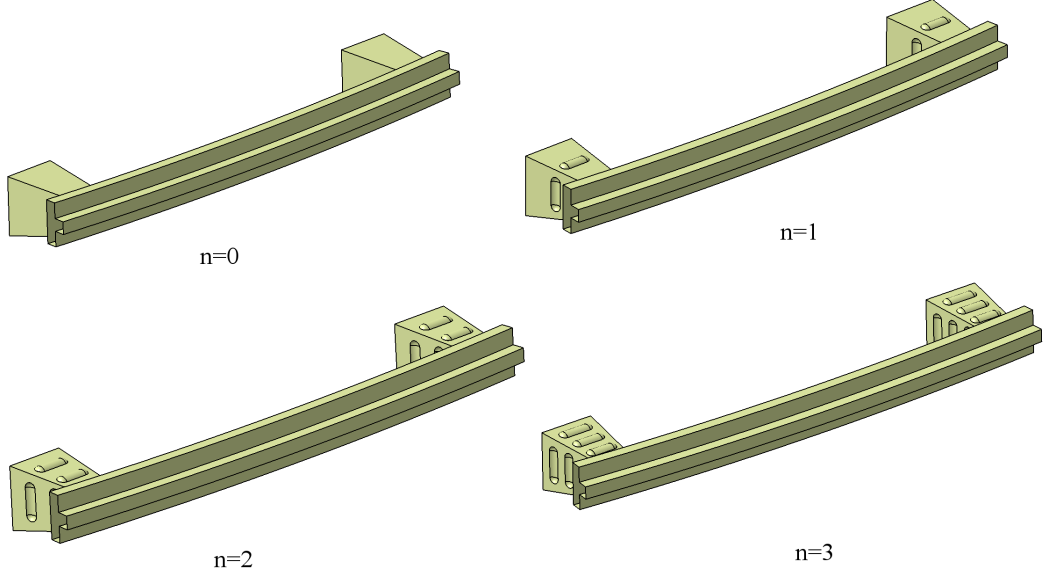
Bu çalışmanın konusu olan otomobil ön tampon çarpışma analizi ve optimizasyonunda öncelikle tampon ve darbe emicilerin enerji absorpsiyon kapasitelerini hesaplamak amacı ile tamponu oluşturan içyapı ve ona bağlı arkasındaki iki darbe emici geometrisi yüzey olarak modellenmiştir. Sınır şartı olarak, darbe emiciler gövdeye bağlı oldukları bölgeden sabitlenmiştir. Hareketli rijit bir kütle modele belirli bir hızda çarptırılmıştır. %40 ve %100 offsetli durumlar için çarpışma modelleri oluşturulmuş ve analizler yapılmıştır. Çarpışma modeli şartları için, karşıdan gelen 57 km/h' lik hıza sahip bir araca eşdeğer rijit bir bloğun tampon modeline çarpması şeklinde ele alınmıştır. Şekil 5.1' de %40 ve %100 offsetli çarpışma modeli görülmektedir.



Şekil 5.1. %40 ve %100 offsetli çarpışma modeli

Darbe emiciler üzerinde burkulma başlatıcı bölgelerin, enerji absorpsiyonuna olan etkisini belirleyebilmek amacıyla Şekil 5.2' de verilen 4 adet model oluşturulmuş ve aynı sınır şartlarında çözümlenerek sonuçlar elde edilmiştir. Burkulma başlatıcı bölgeler, darbe emici geometri üzerinde girinti veya çıkıntı şeklinde oluşturulmakta ve darbe esnasında yapı üzerinde yerel burkulmaları daha düşük tepki kuvvetlerinde başlatıcı etkileri olmaktadır. Bu bölgeler karşılıklı yüzeyler arasında girinti ve çıkıntı şeklinde olup dört yüzey üzerinde de bulunmaktadır.

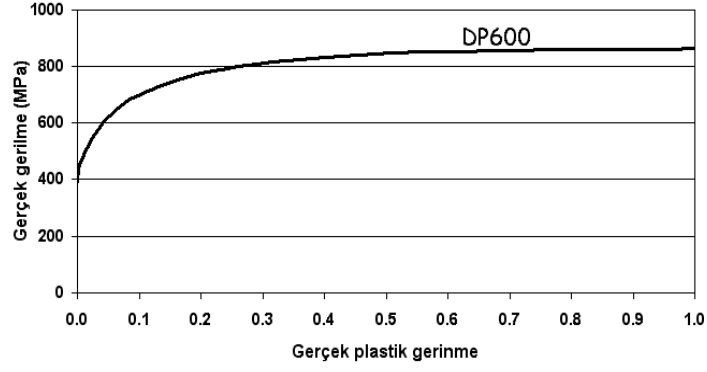




Şekil 5.2. Tampon ve darbe emici modelleri (n: burkulma başlatıcı bölge sayısı)

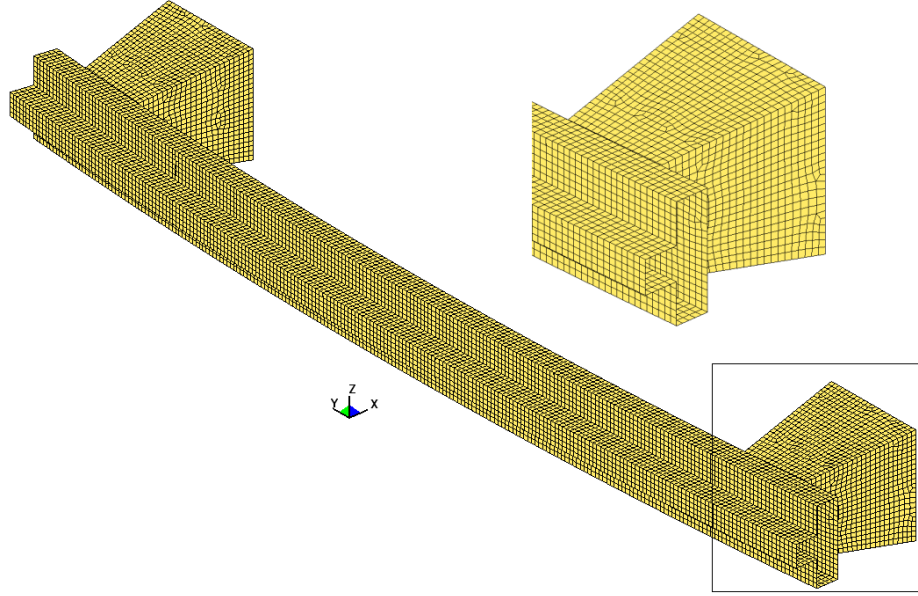
Tampon ve darbe emici modelleri sac malzemeden belirli et kalınlıklarında yapıldığından geometrik modelleri Catia yazılımında yüzey olarak oluşturuldu ve geometriler Hypermesh ortamına transfer edilerek burada elemanlara ayırma ve sınır şartlarının verilmesi işlemleri gerçekleştirildi. Her bir çarpma modeli Ls-Dyna yazılımında çözdürülerek sonuçlar elde edildi.

Tampon ve darbe emici modelinin malzemesi için yüksek mukavemetli çelik (DP600) seçilmiştir. Başlangıçta %40 offset için üzerinde burkulma başlatıcı bölge bulunmayan (n=0) model analiz edilmiş ve sonuçlar incelenmiştir. Daha sonra bu profil üzerinde burkulma başlatıcı bölge sayısı olarak 1,2 ve 3 alınmış, yapılan dinamik çarpma analizlerinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Aynı işlem adımları %100 offset için tekrarlanmıştır.



Şekil 5.3. Malzeme gerilme-gerilme diyagramı

Tüm sac malzemeler için ortak özellikler; malzeme: DP600,  $\sigma_{ak}$ : 390 MPa, E: 210000 MPa, Poisson oranı: 0.3' tür. Analizler için toplam süre %40 offset için 10 ms, %100 offset için 11 ms olarak alınmıştır. DP600 malzemesi için gerilme-gerilme diyagramı Şekil 5.3' de görülebilir.

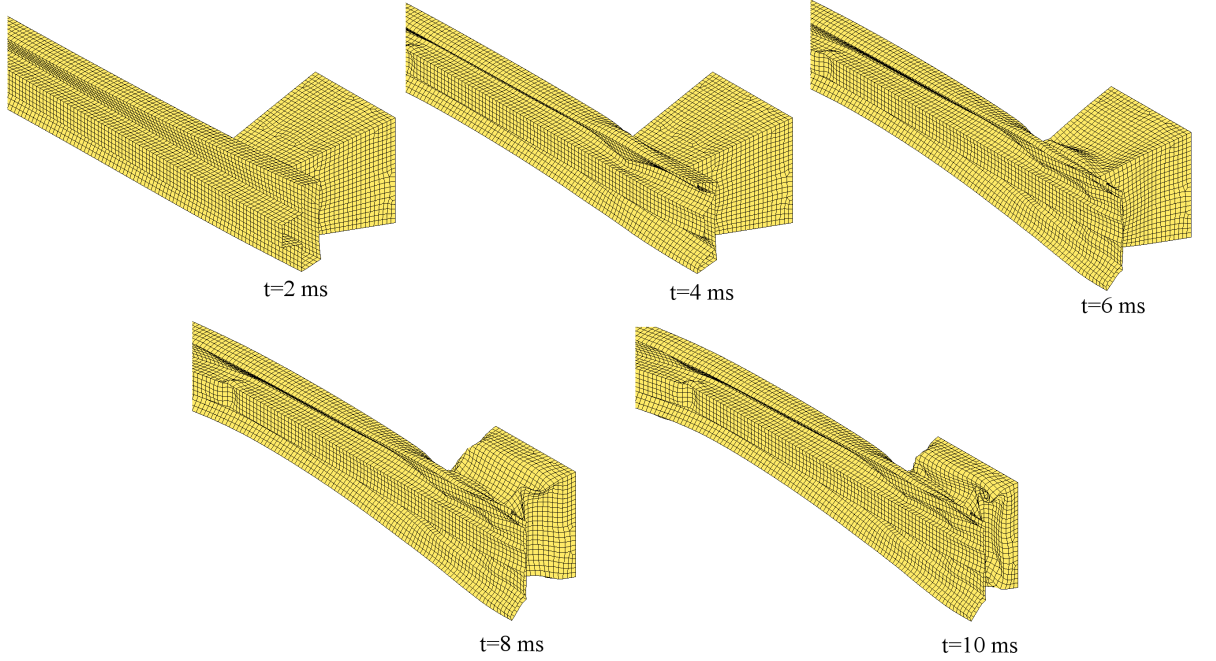


Şekil 5.4. Tampon ve darbe emici sonlu elemanlar modeli

Sonlu elemanlar modelinde toplam 15303 kabuk eleman ve 15382 düğüm noktası mevcuttur. Şekil 5.4' de sonlu elemanlar modeli görülmektedir. Eleman tipi olarak kabuk yapısında Belytschko-Tsay tipi kullanıldı. Yapının deformasyonu sırasında kendi kendine temas etmesi durumu için temas tanımlamaları sürtünme katsayısı 0.08 alınarak

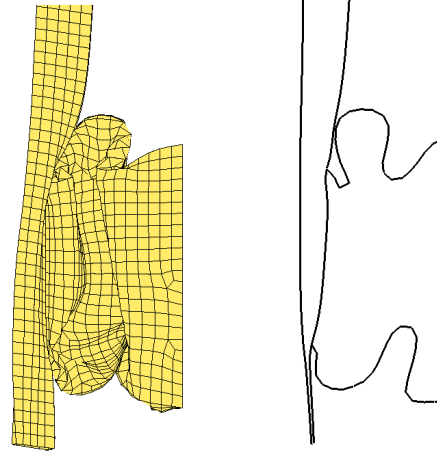
yapıldı. Toplam 10 ms analiz için Pentium 3.0 GHz, 1 GB RAM donanımında çözüm süresi yaklaşık 15 dakikadır.

%40 offsetli çarpışma durumunda sac malzeme et kalınlığı 1 mm için analiz süresi içinde farklı  $t$  zamanlarında deformasyon sonuçları Şekil 5.5' de görülmektedir. İlk darbeyi alan eleman tampon olduğu için önce tampon kalıcı deformasyona uğramakta ve yaklaşık  $t=5$ . ms' de darbe emici üzerinde deformasyon başlamaktadır.  $t=10$  ms süresi içinde darbe emici de deforme olarak çarpışma enerjisinin bir kısmını kalıcı deformasyon şeklinde absorbe etmiştir.



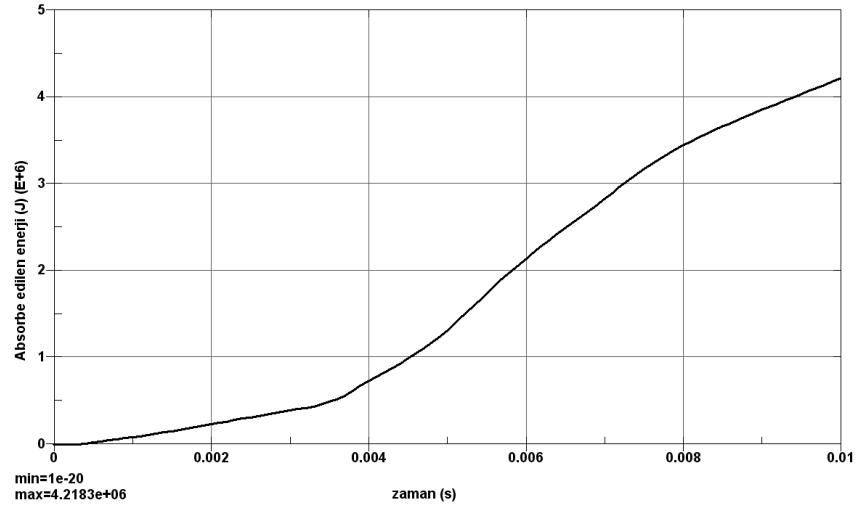
Şekil 5.5. Çarpışma süresi boyunca deformasyon şekilleri

Çarpışma sürecinde tampon yüzeyleri birbirini üzerinde temas ettikten sonra darbe emici yerel burkulmalar ile iç içe katlanmak suretiyle deforme olmuştur ve bu durum Şekil 5.6' da açıkça görülmektedir.



Şekil 5.6. Darbe emici katlanma formu

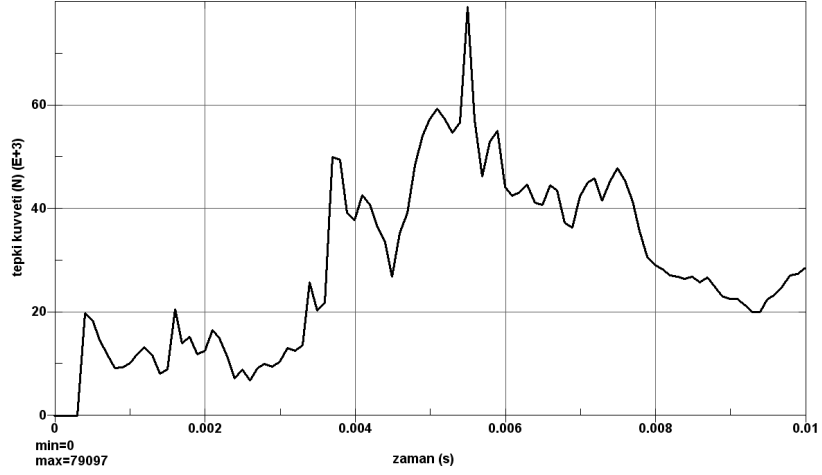
Darbe emicinin 10 ms' lik çarpışma süresi içinde absorbe ettiği enerji miktarı değişimi Şekil 5.7' de görülebilir. Tampondan sonra darbe emicinin kalıcı deformasyona başlaması ile beraber absorbe edilen enerjide önemli miktarda artış gözlenmiştir. Analiz edilen model için 10 ms' lik süre içinde absorbe edilen enerji miktarı yaklaşık  $4.21 \cdot 10^6$  Joule olarak bulunmuştur. 1000 kg' lık kütleye sahip blok 57 km/h' lık hızla tampona çarptığı dikkate alınırsa 10 ms' lik süre içinde toplam enerjinin yaklaşık %3.4' lük bölümü absorbe edilmiştir.



Şekil 5.7. Absorbe edilen enerji değişimi

Çarpışmadan dolayı araçta oluşan yüksek tepki kuvvetlerinin araç içindeki sürücü ve yolcular üzerinde olumsuz etkileri söz konusudur. Bu nedenle, bu tür kazalarda oluşan

maksimum tepki kuvvetlerinin düşük olması istenir. Ancak bu durum maksimum enerji absorpsiyonu isteği ile çelişir. Çünkü tepki kuvveti-zaman eğrisi altında kalan alan toplam absorbe edilen enerji değerini verir. Bu tür yapılarda istenilen tepki kuvvet değişimi, çok yüksek değerler yerine belirli bir ortalama kuvvet etrafında salınım gösteren eğri formudur. Ele alınan örnekte, analiz süresi boyunca tepki kuvveti değişim grafiği Şekil 5.8’ de verilmiştir.



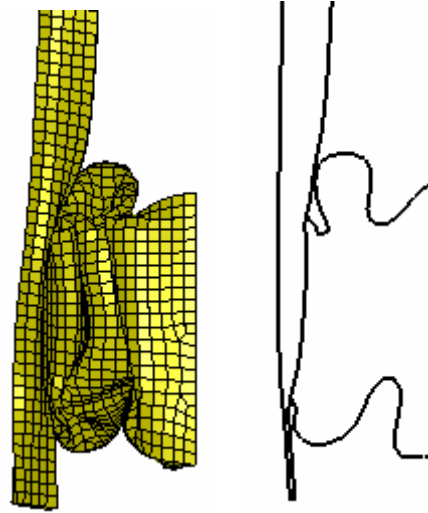
Şekil 5.8. Tepki kuvveti değişimi

Maksimum tepki kuvveti yaklaşık  $t=5$  ms civarında ve darbe emicinin yerel burkulmalara başladığı ana denk gelmektedir, değeri yaklaşık 79000 N’dur. Tüm araç çarpışma modellerinde tepki kuvvetinin yanında insan iç organlarının belirli ivme değerlerine dayanabildiği dikkate alınırsa, maksimum ivme değeri de güvenlik açısından düşünülmesi gereken diğer bir kriterdir.

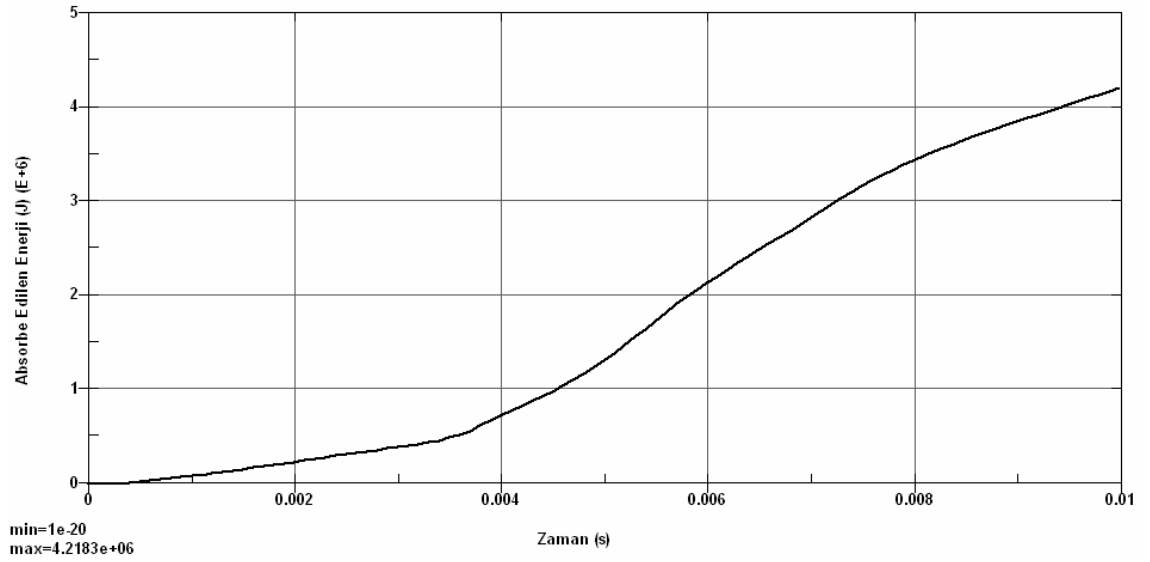
## 5.1. %40 Offset İçin Tampon Çarpışma Analizi Sonuçları

Aşağıda %40 offsetli çarpışma durumu için çarpışma analizi sonuçları verilmiştir.

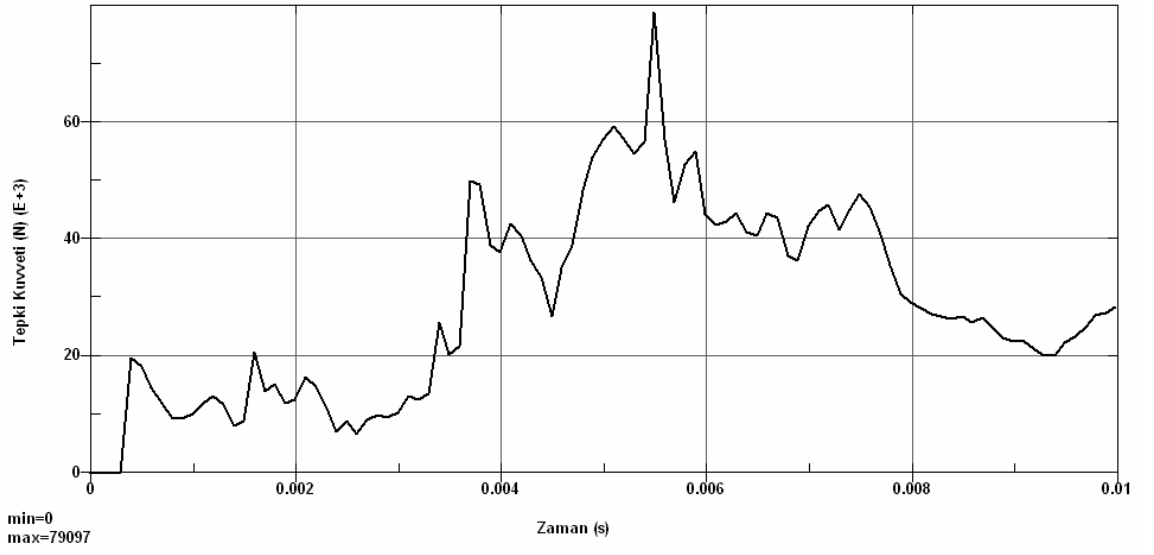
### 5.1.1. %40 offset n=0, t=1 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.9. %40 offset n=0, t=1 mm için darbe emici katlanma formu

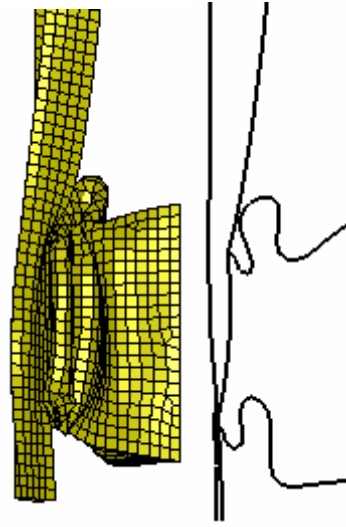


Şekil 5.10. %40 offset n=0, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi

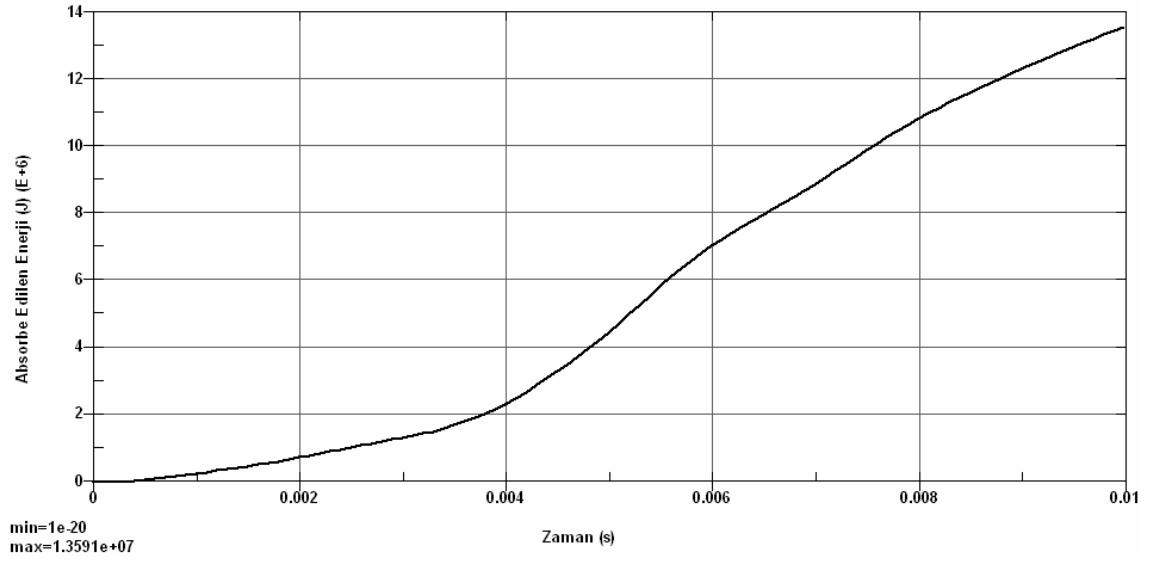


Şekil 5.11. %40 offset n=0, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi

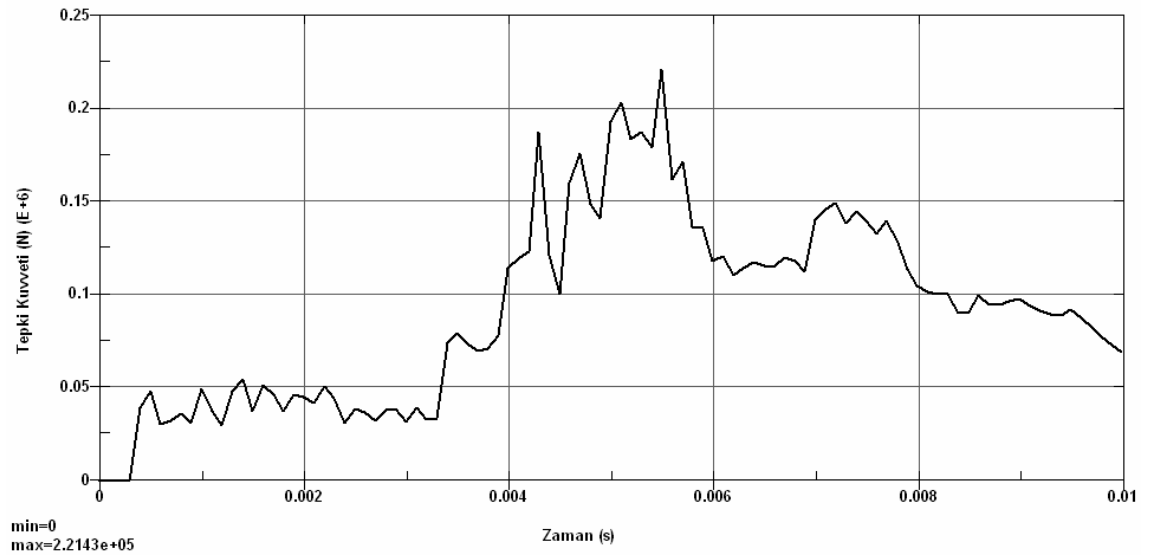
### 5.1.2. %40 offset n=0, t=2 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.12. %40 offset n=0, t=2 mm için darbe emici katlanma formu



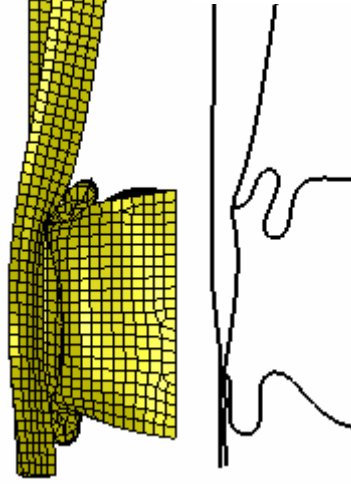
Şekil 5.13. %40 offset n=0, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi



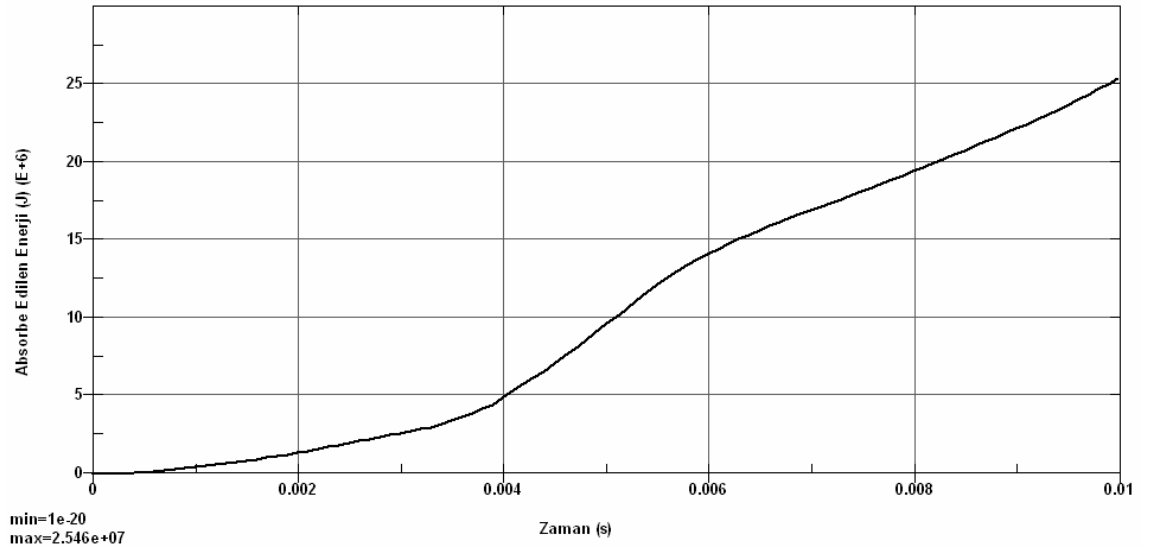
Şekil 5.14. %40 offset n=0, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi



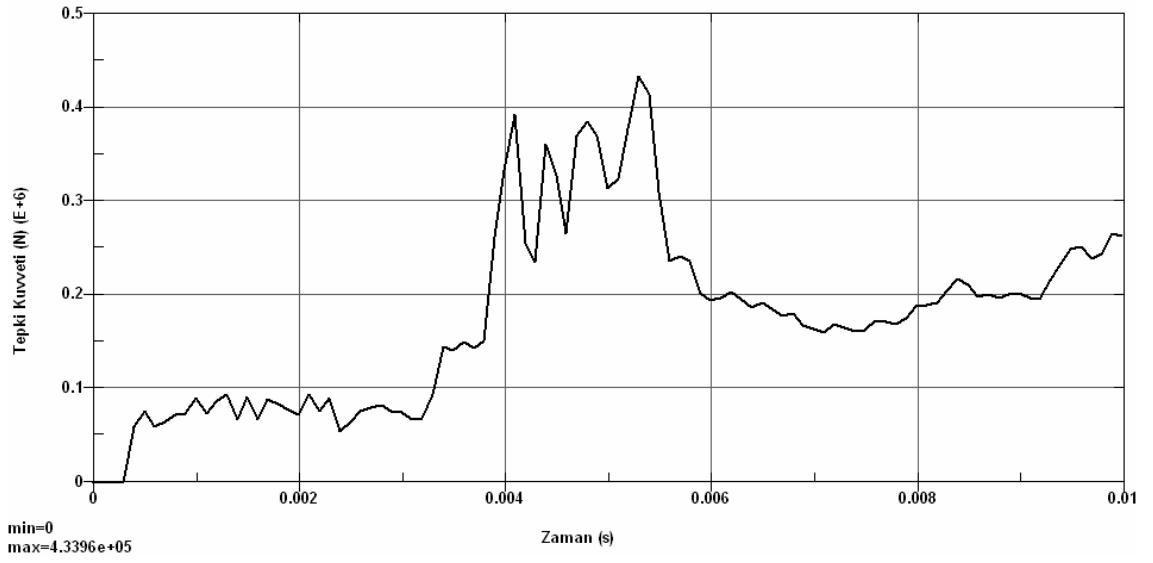
### 5.1.3. %40 offset n=0, t=3 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.15. %40 offset n=0, t=3 mm için darbe emici katlanma formu

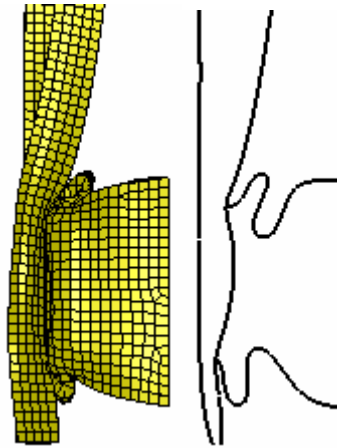


Şekil 5.16. %40 offset n=0, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi

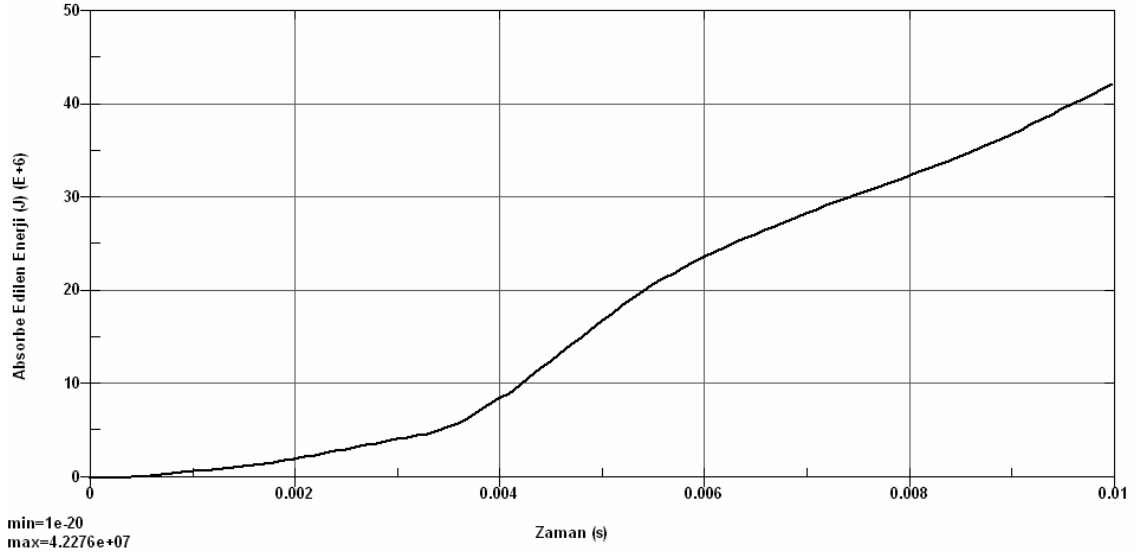


Şekil 5.17. %40 offset  $n=0$ ,  $t=3$  mm için tepki kuvveti değişimi

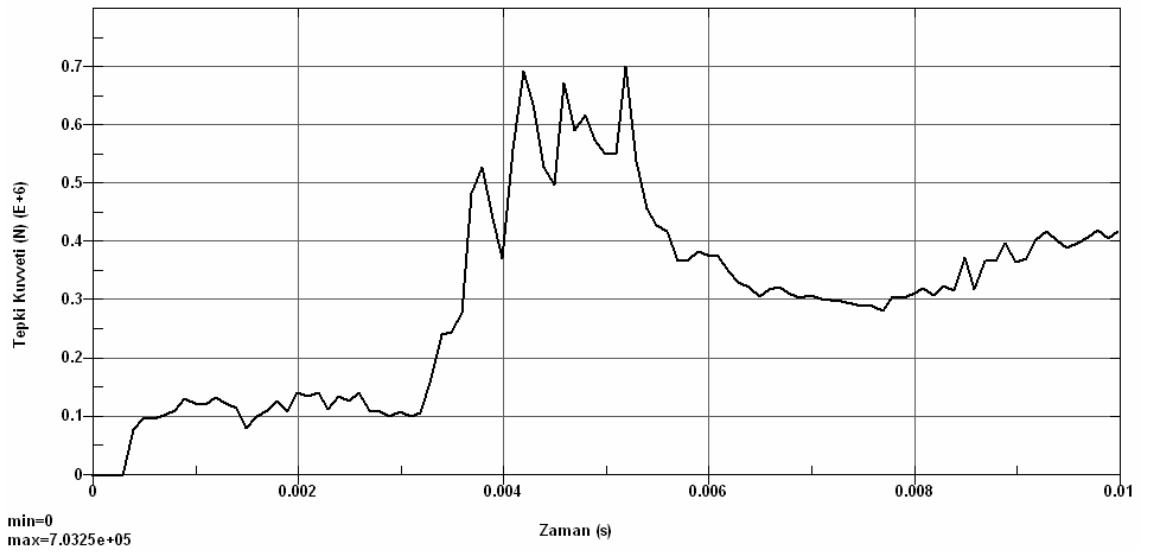
#### 5.1.4. %40 offset $n=0$ , $t=4$ mm için analiz sonuçları



Şekil 5.18. %40 offset  $n=0$ ,  $t=4$  mm için darbe emici katlanma formu

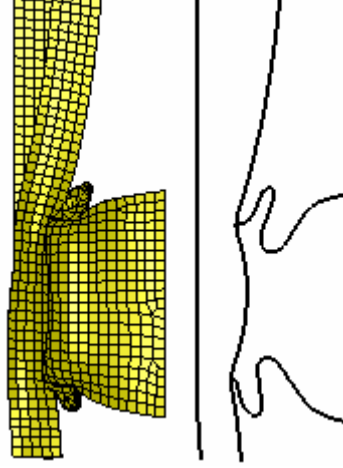


Şekil 5.19. %40 offset n=0, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi

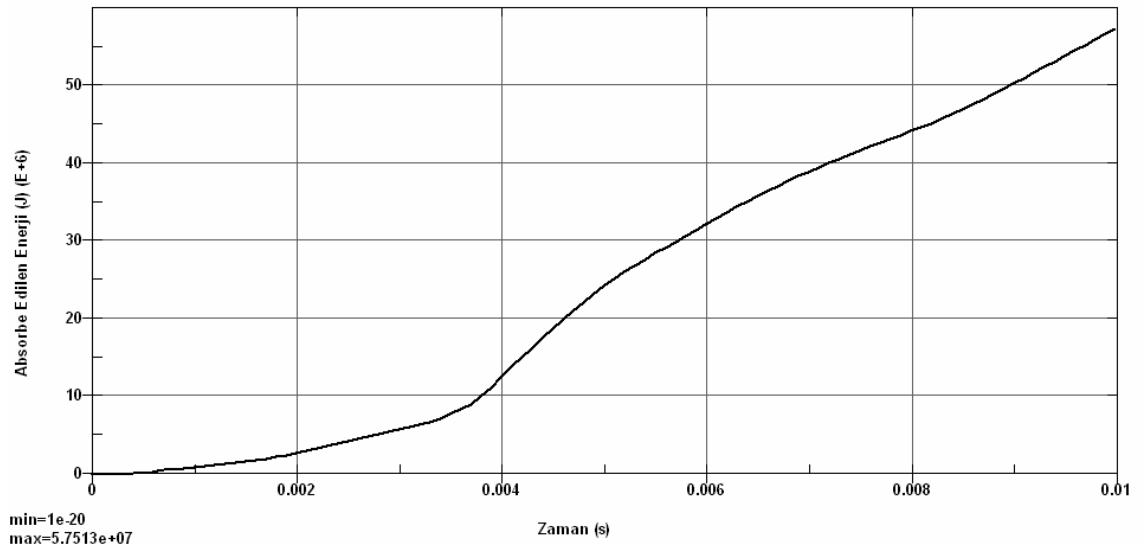


Şekil 5.20. %40 offset n=0, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi

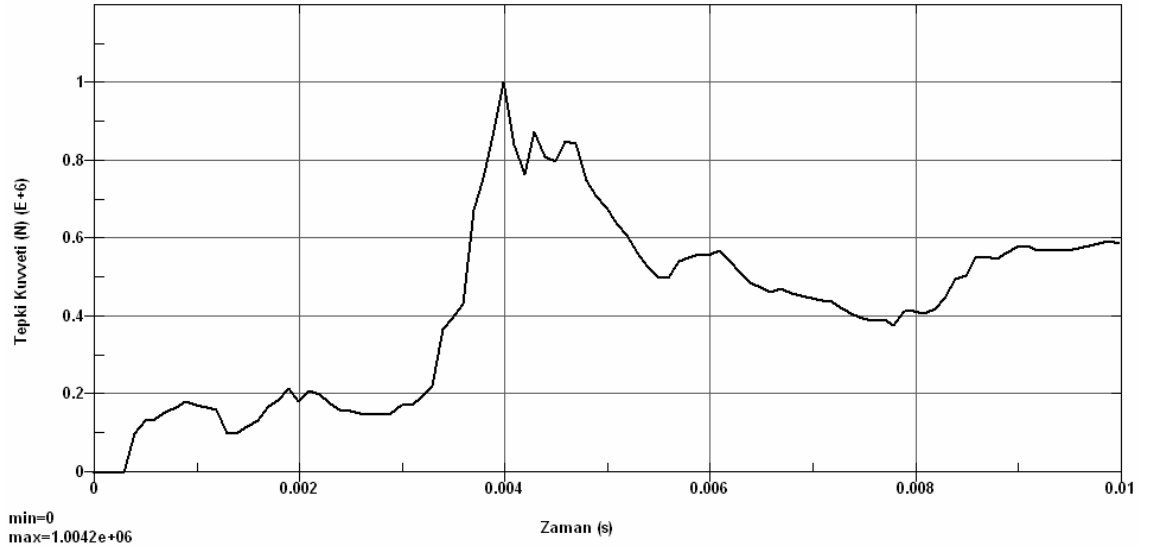
### 5.1.5. %40 offset n=0, t=5 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.21. %40 offset n=0, t=5 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.22. %40 offset n=0, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi

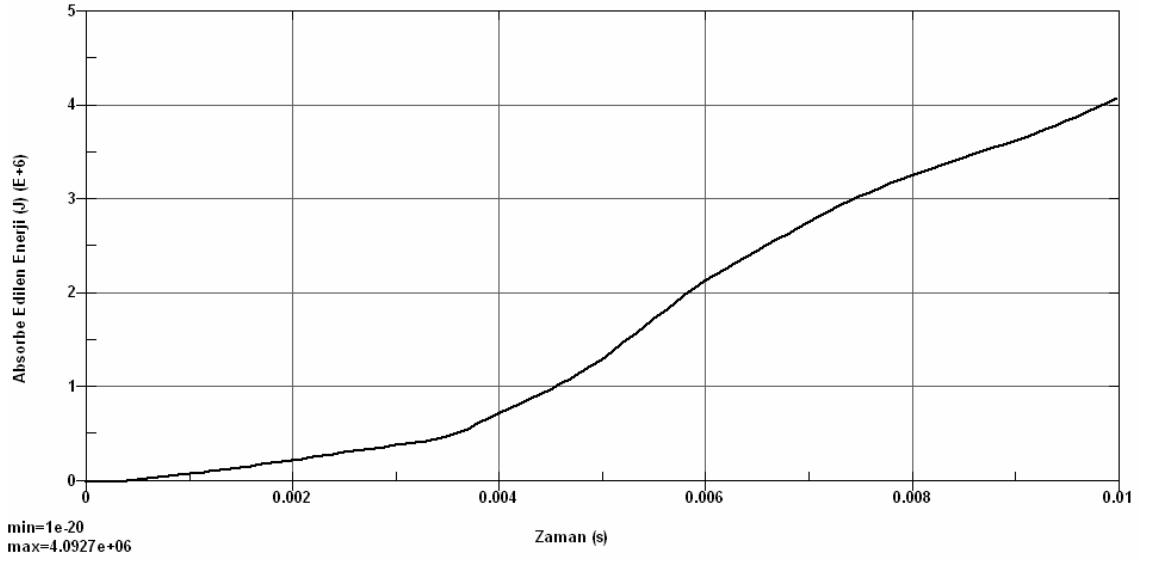


Şekil 5.23. %40 offset n=0, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi

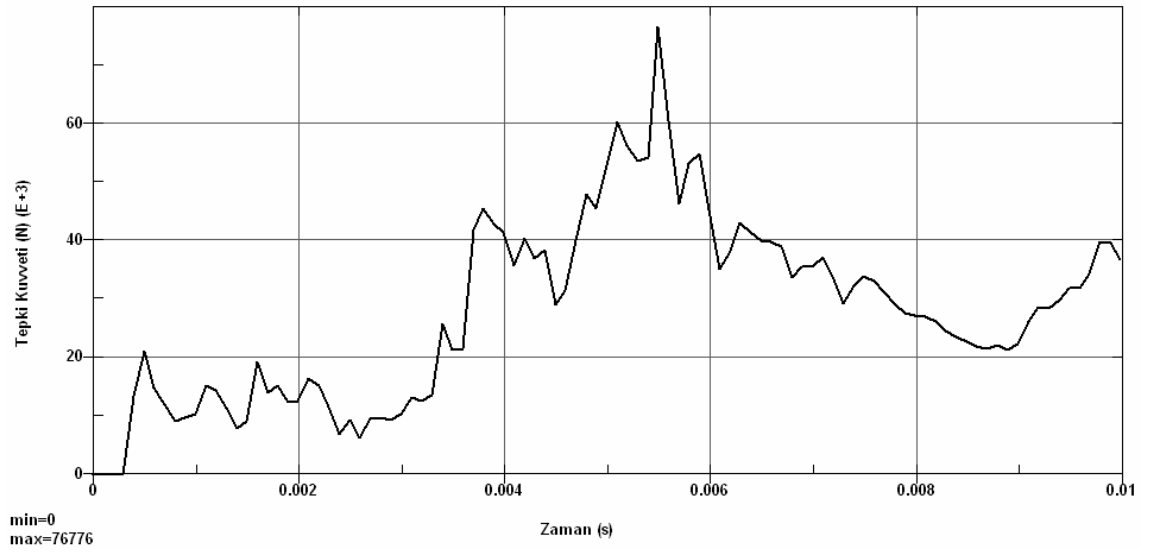
#### 5.1.6. %40 offset n=1, t=1 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.24. %40 offset n=1, t=1 mm için darbe emici katlanma formu

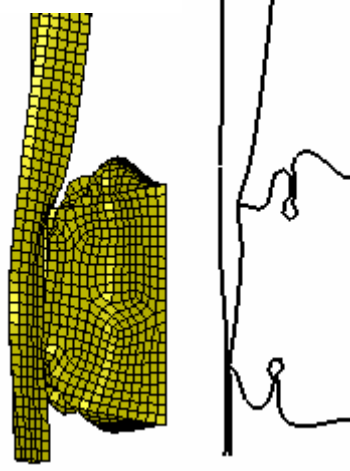


Şekil 5.25. %40 offset n=1, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi

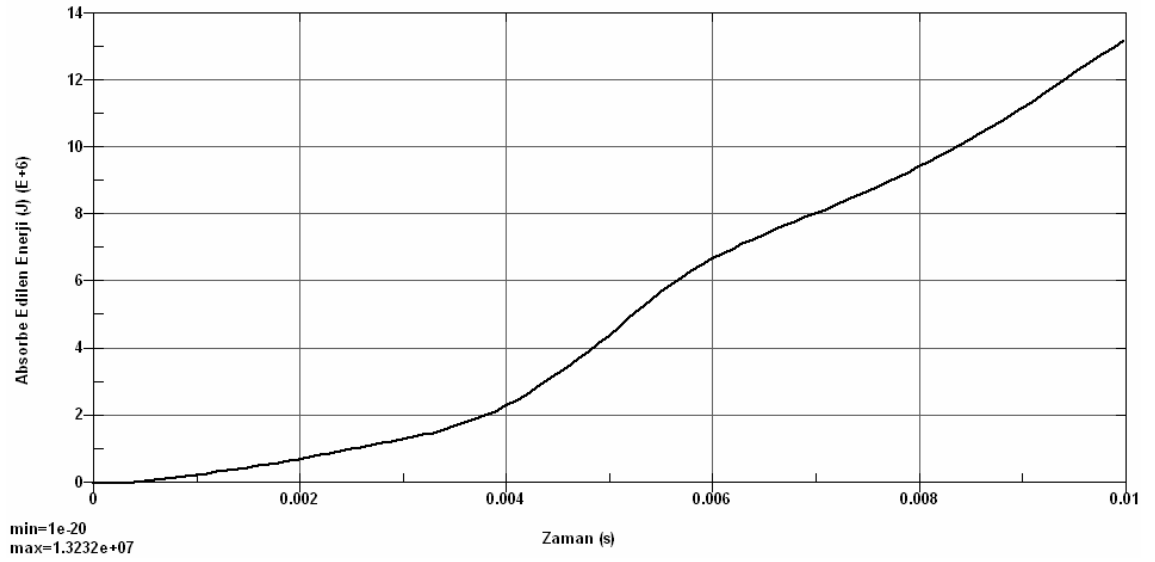


Şekil 5.26. %40 offset n=1, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi

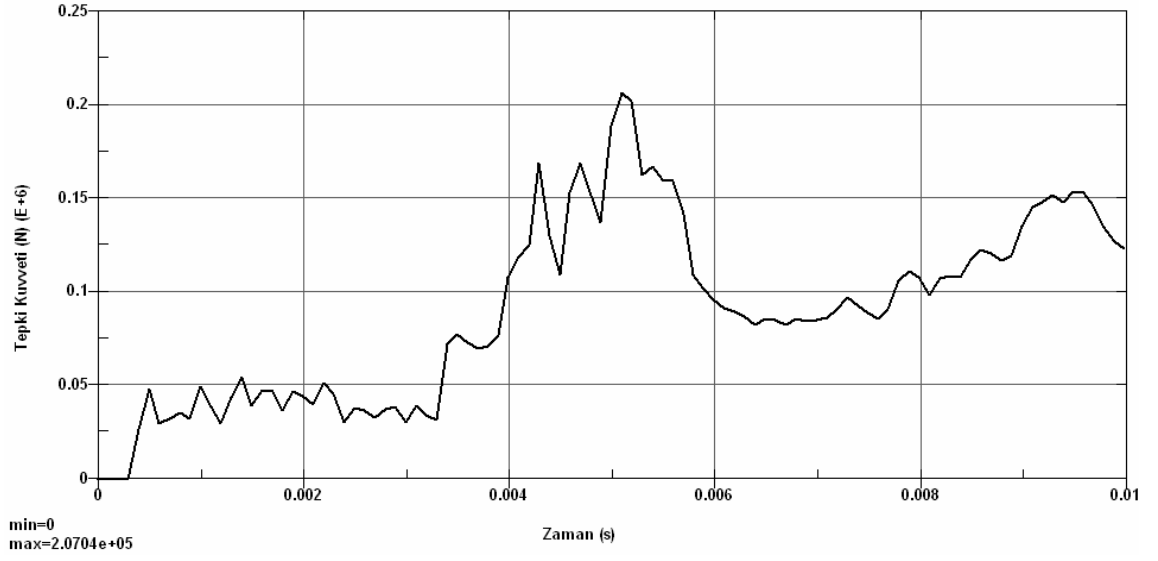
### 5.1.7. %40 offset n=1, t=2 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.27. %40 offset n=1, t=2 mm için darbe emici katlanma formu

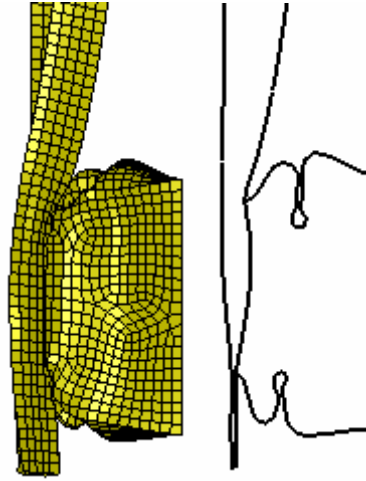


Şekil 5.28. %40 offset n=1, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi



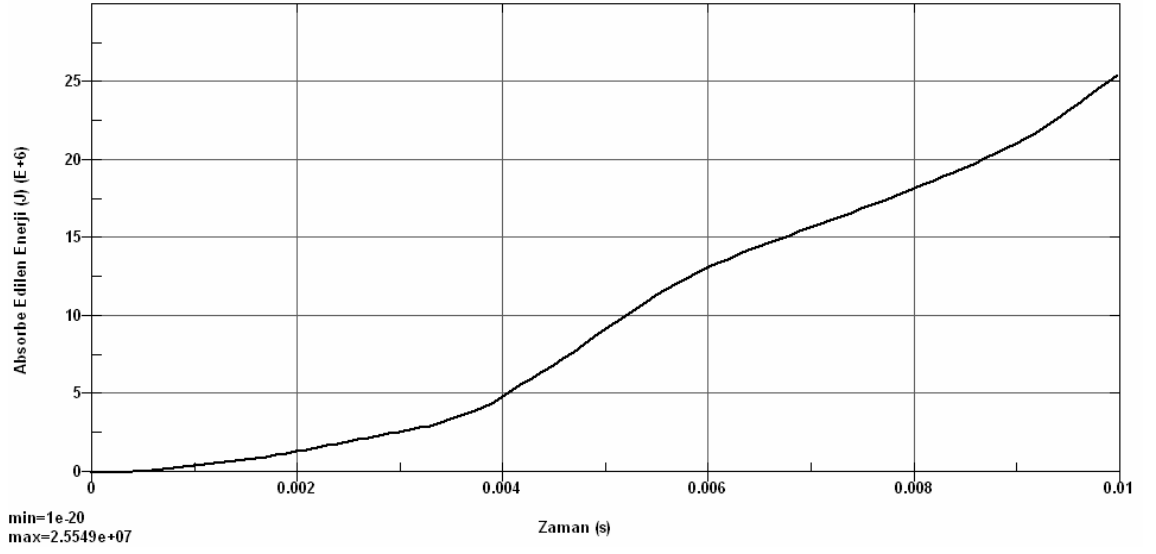
Şekil 5.29. %40 offset n=1, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi

#### 5.1.8. %40 offset n=1, t=3 mm için analiz sonuçları

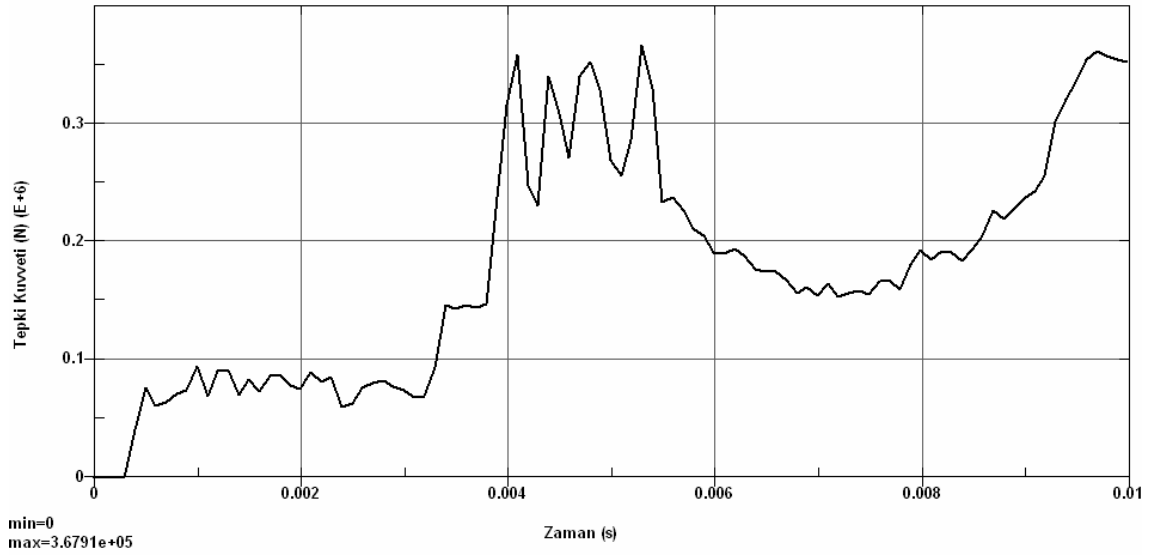


Şekil 5.30. %40 offset n=1, t=3 mm için darbe emici katlanma formu



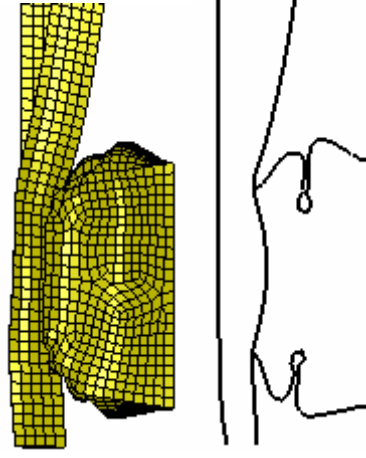


Şekil 5.31. %40 offset  $n=1$ ,  $t=3$  mm için absorbe edilen enerji değişimi

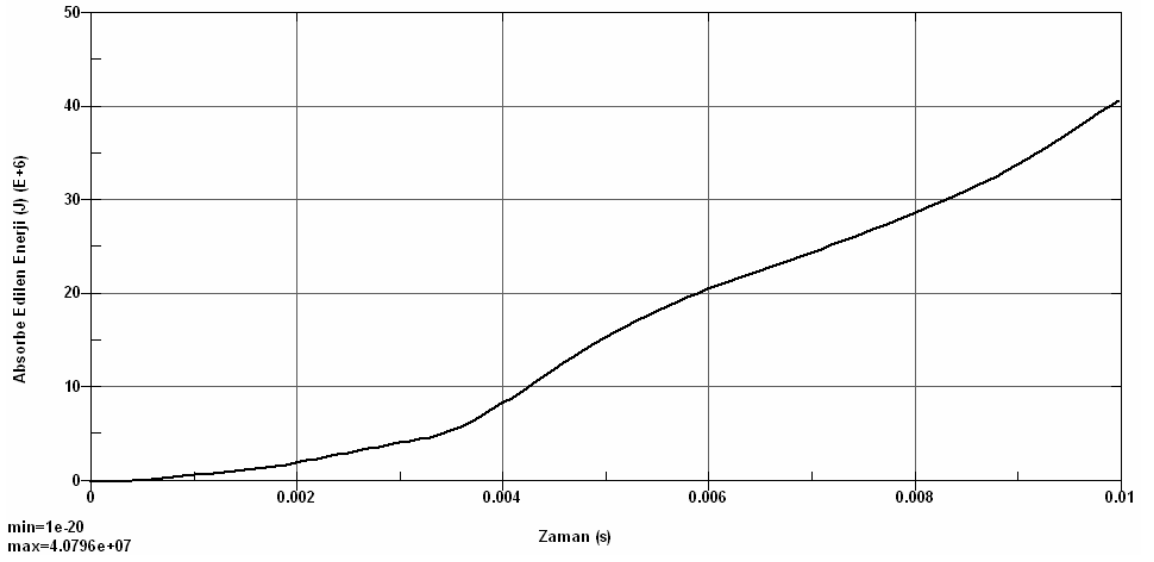


Şekil 5.32. %40 offset  $n=1$ ,  $t=3$  mm için tepki kuvveti değişimi

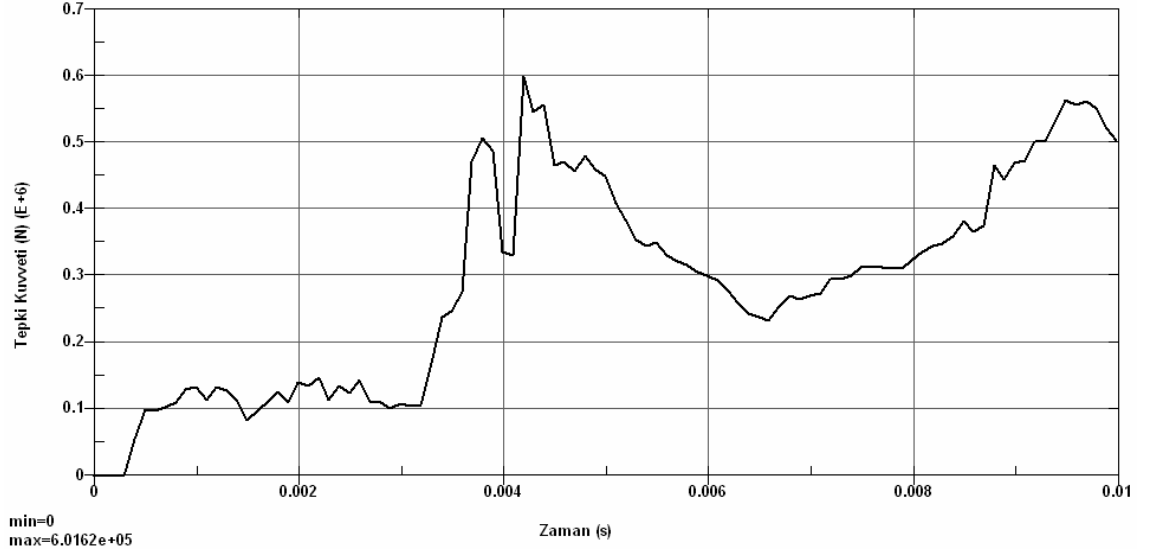
### 5.1.9. %40 offset n=1, t=4 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.33. %40 offset n=1, t=4 mm için darbe emici katlanma formu

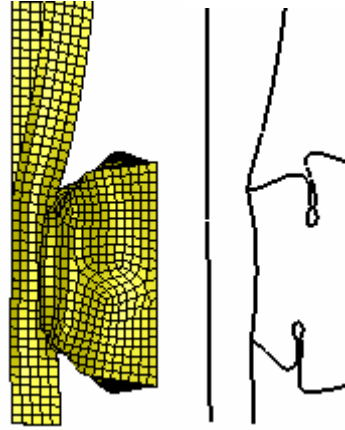


Şekil 5.34. %40 offset n=1, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi

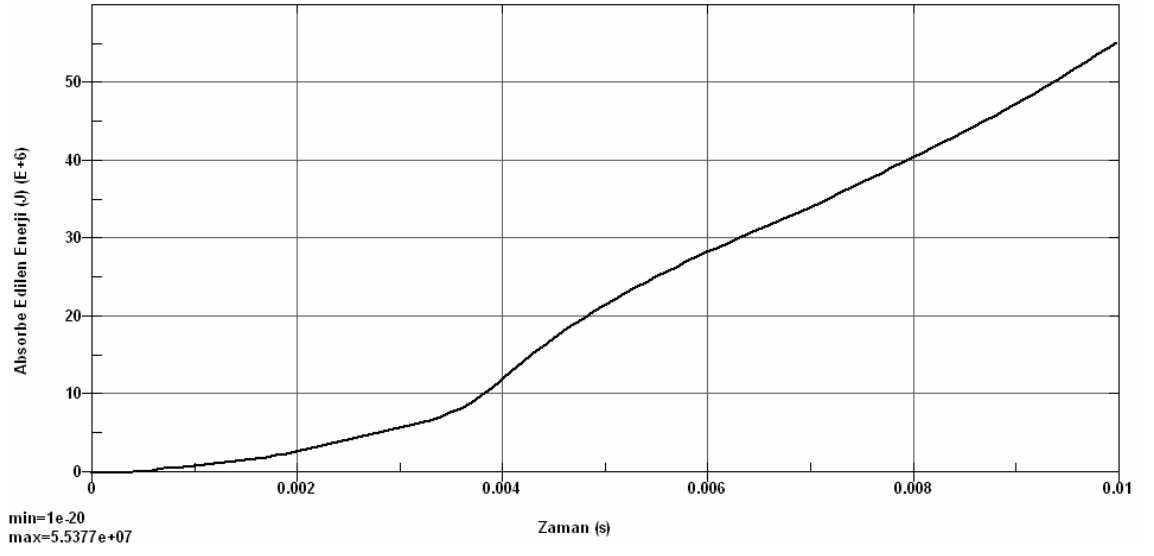


Şekil 5.35. %40 offset n=1, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi

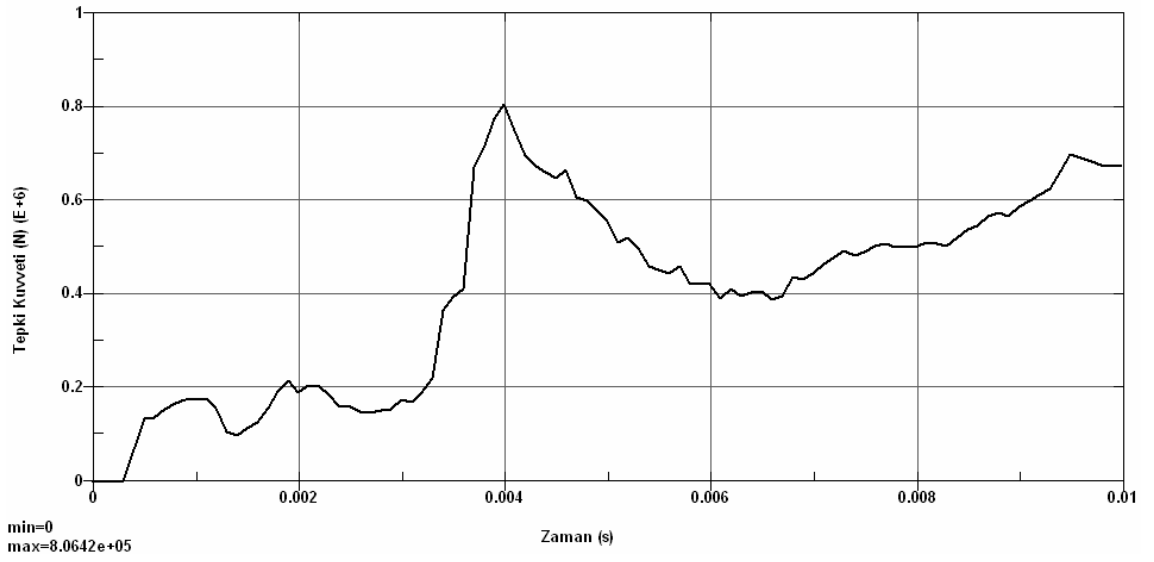
#### 5.1.10. %40 offset n=1, t=5 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.36. %40 offset n=1, t=5 mm için darbe emici katlanma formu

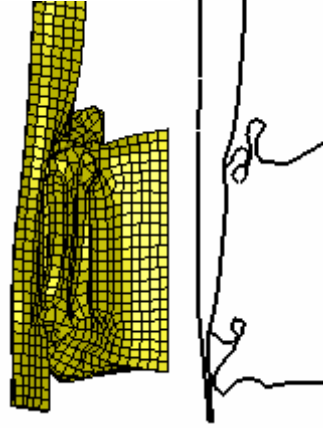


Şekil 5.37. %40 offset n=1, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi

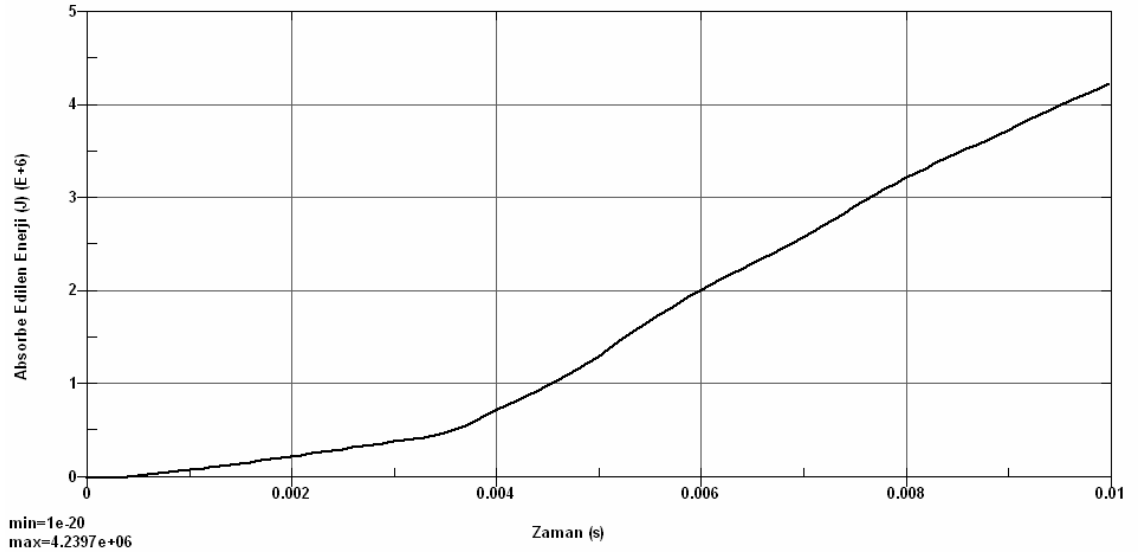


Şekil 5.38. %40 offset n=1, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi

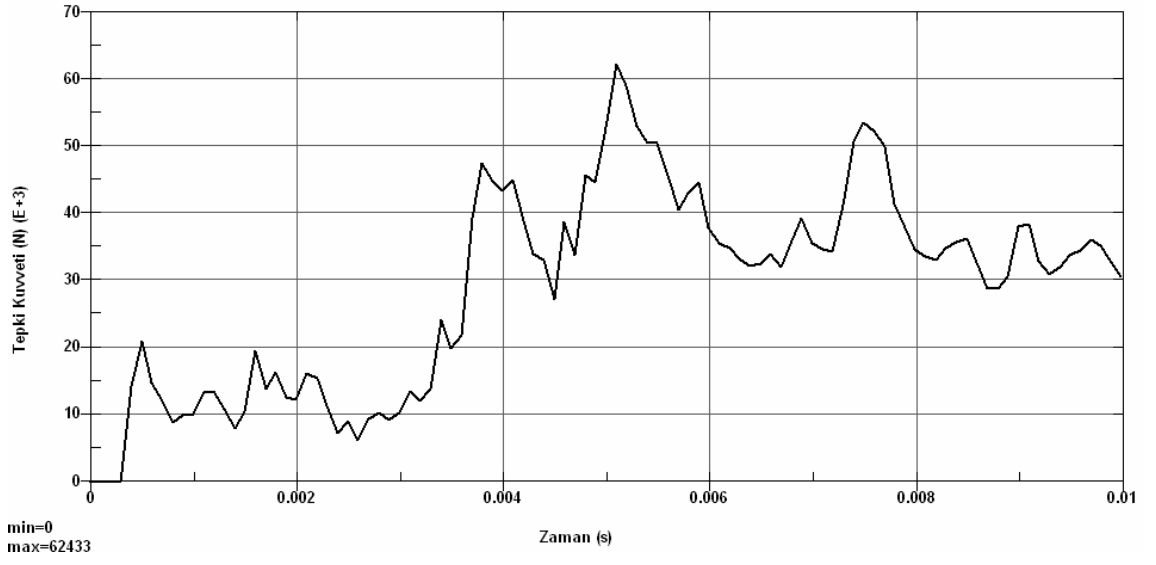
### 5.1.11. %40 offset n=2, t=1 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.39. %40 offset n=2, t=1 mm için darbe emici katlanma formu

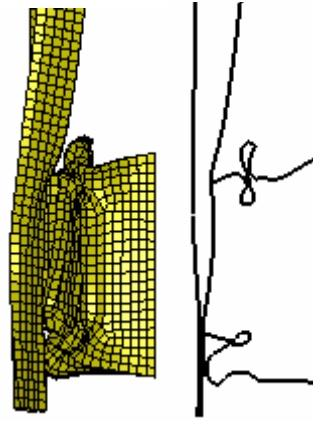


Şekil 5.40. %40 offset n=2, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi

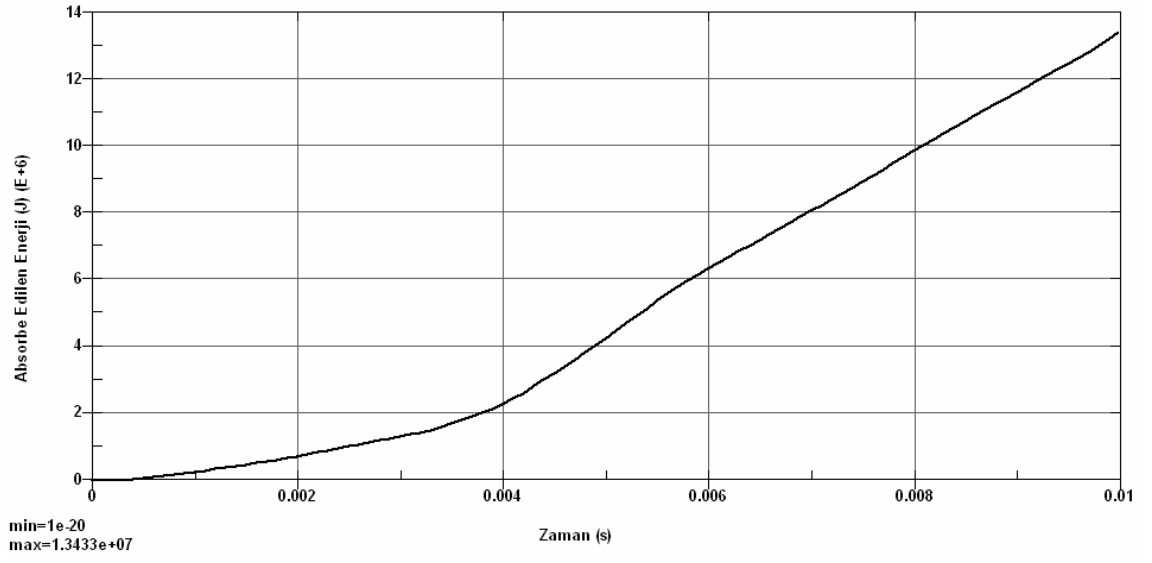


Şekil 5.41. %40 offset n=2, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi

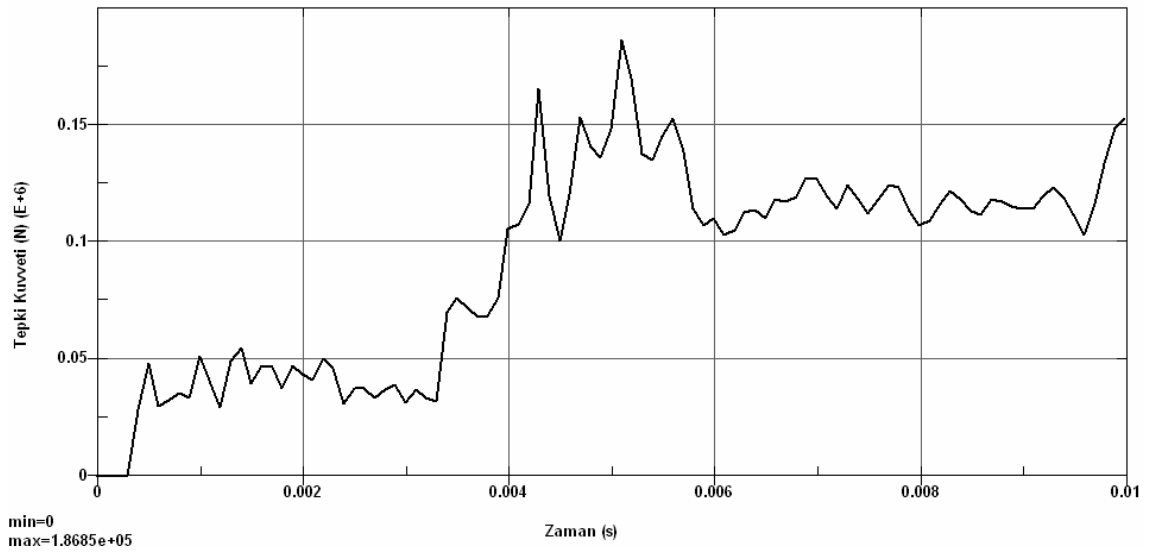
#### 5.1.12. %40 offset n=2, t=2 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.42. %40 offset n=2, t=2 mm için darbe emici katlanma formu

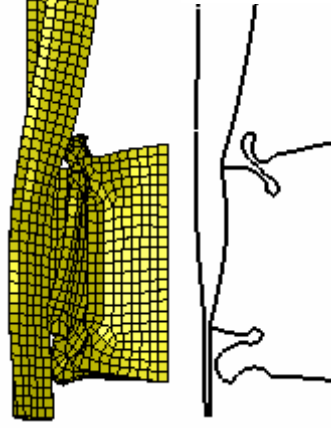


Şekil 5.43. %40 offset n=2, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi

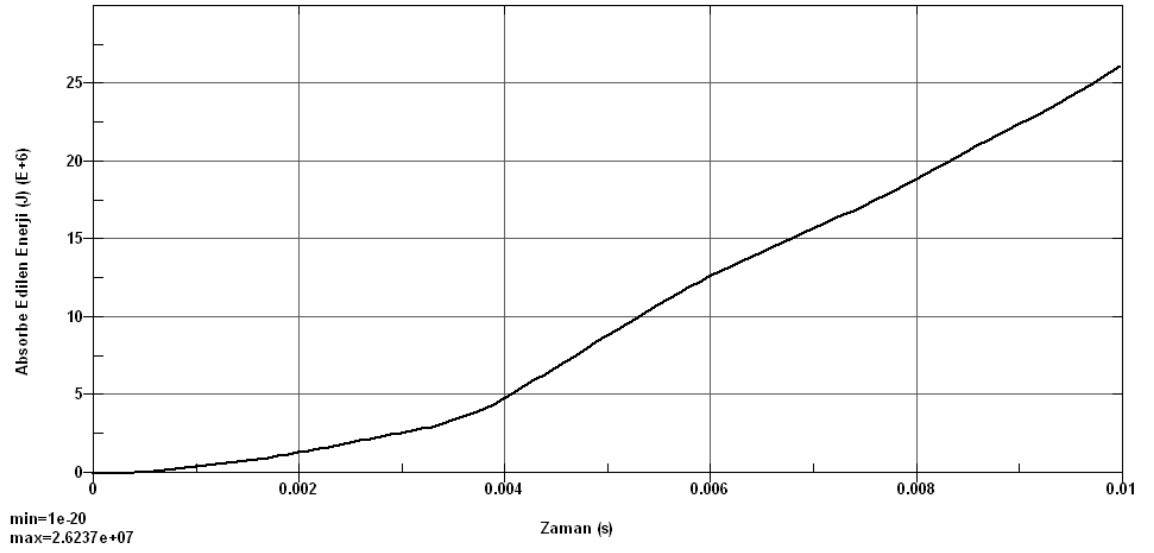


Şekil 5.44. %40 offset n=2, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi

### 5.1.13. %40 offset n=2, t=3 mm için analiz sonuçları

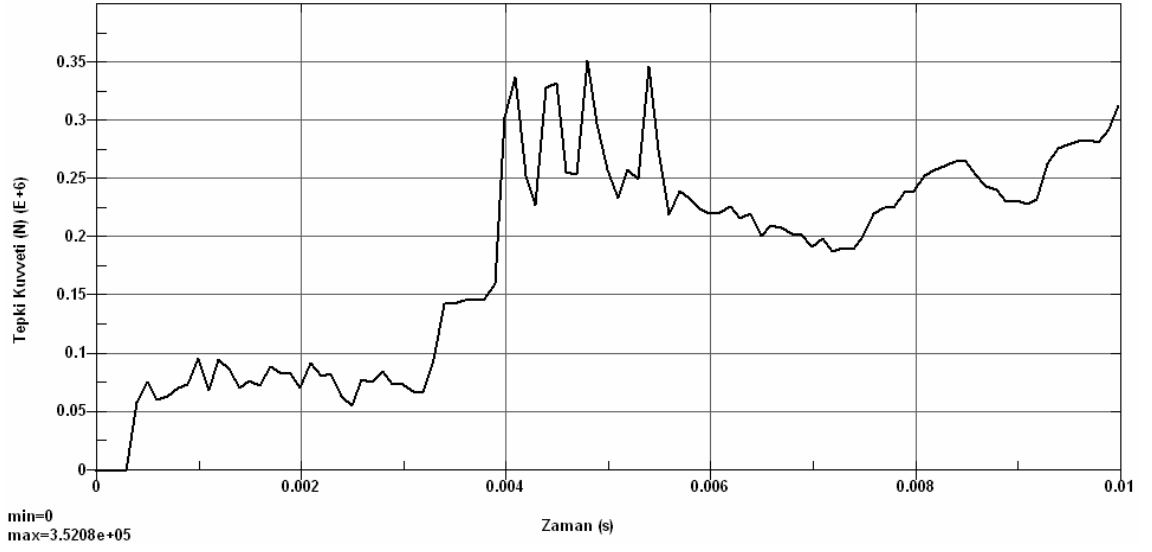


Şekil 5.45. %40 offset n=2, t=3 mm için darbe emici katlanma formu



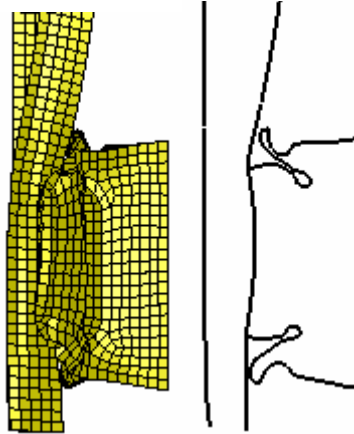
Şekil 5.46. %40 offset n=2, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi



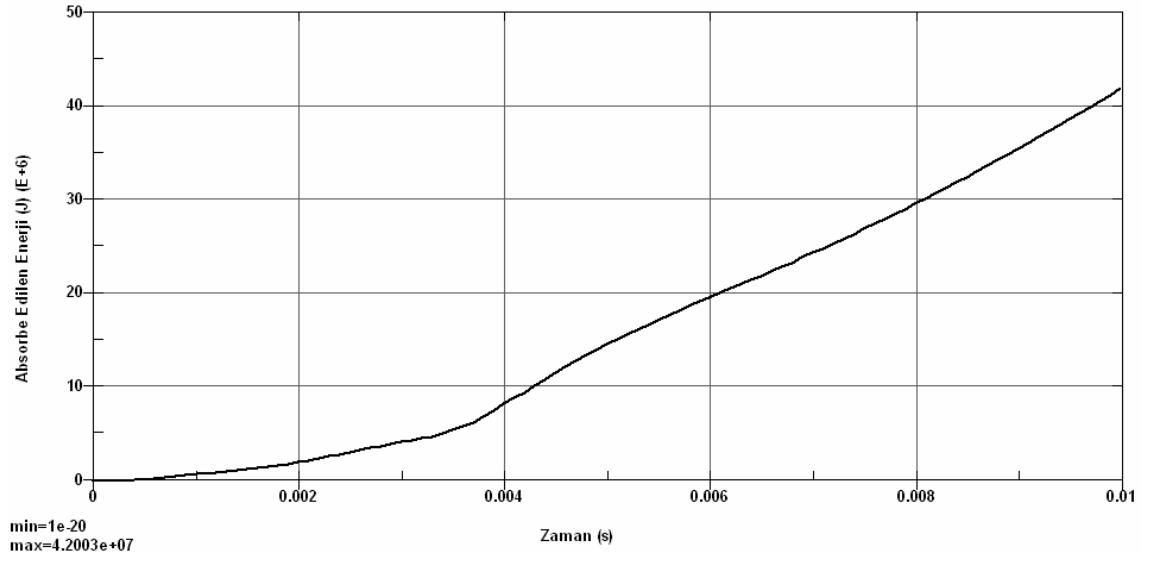


Şekil 5.47. %40 offset n=2, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi

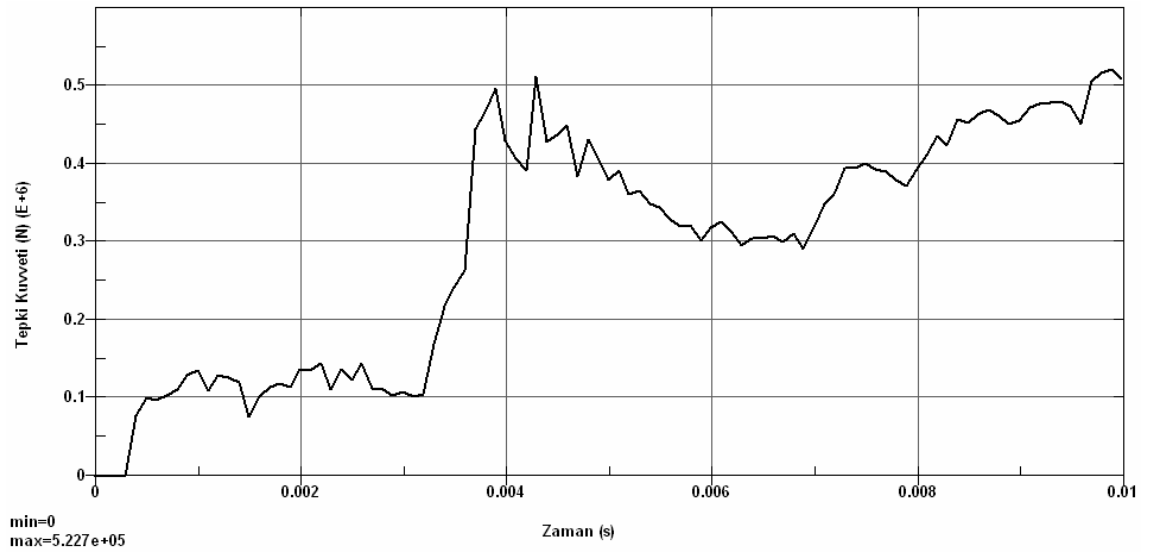
#### 5.1.14. %40 offset n=2, t=4 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.48. %40 offset n=2, t=4 mm için darbe emici katlanma formu

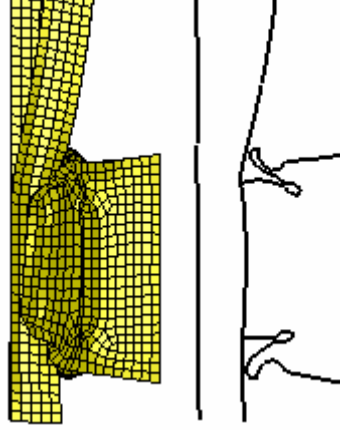


Şekil 5.49. %40 offset n=2, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi

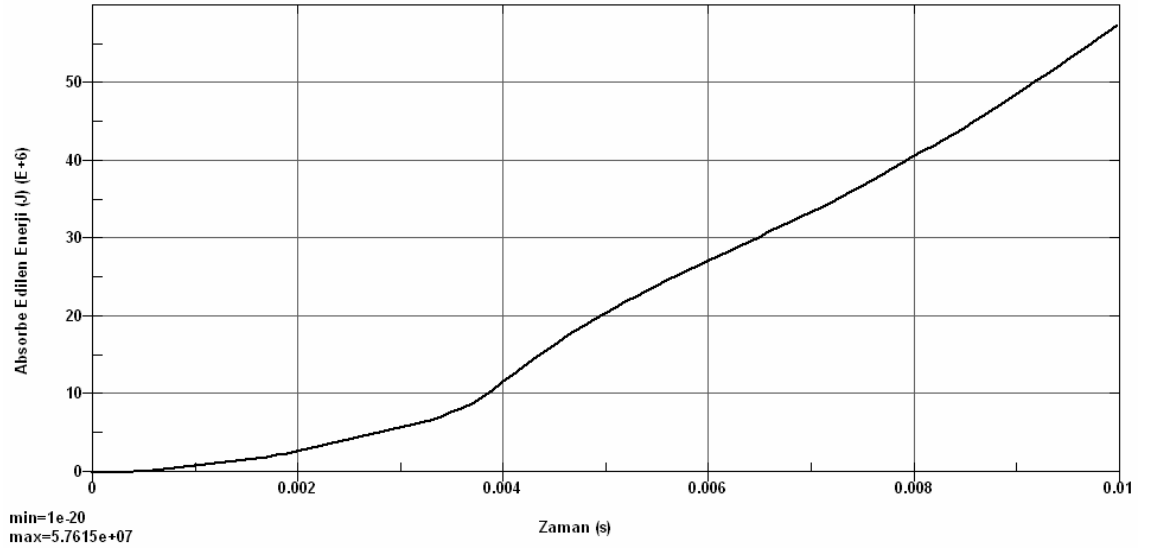


Şekil 5.50. %40 offset n=2, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi

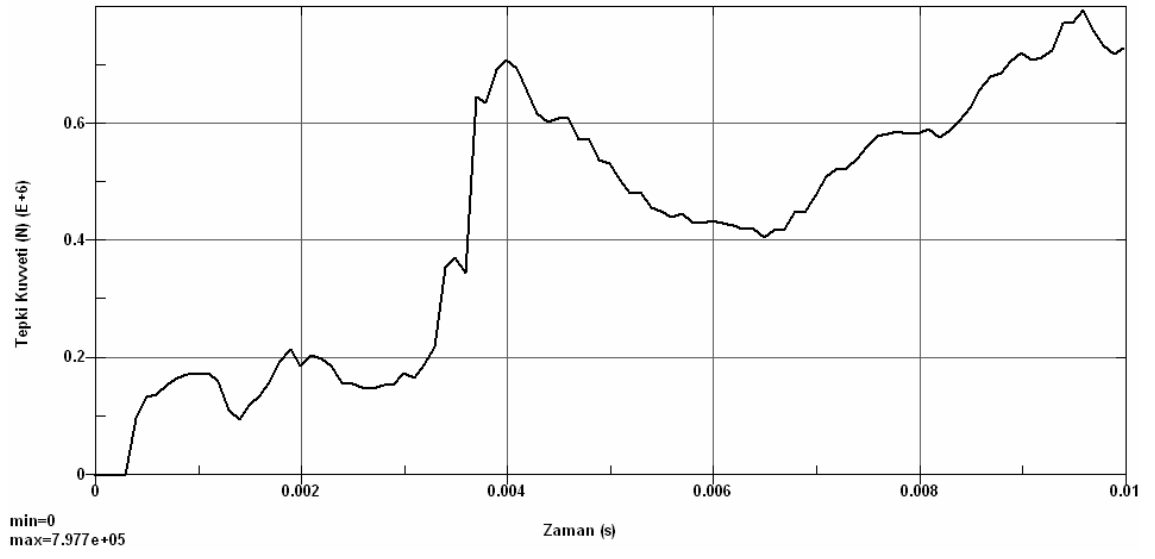
### 5.1.15. %40 offset n=2, t=5 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.51. %40 offset n=2, t=5 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.52. %40 offset n=2, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi

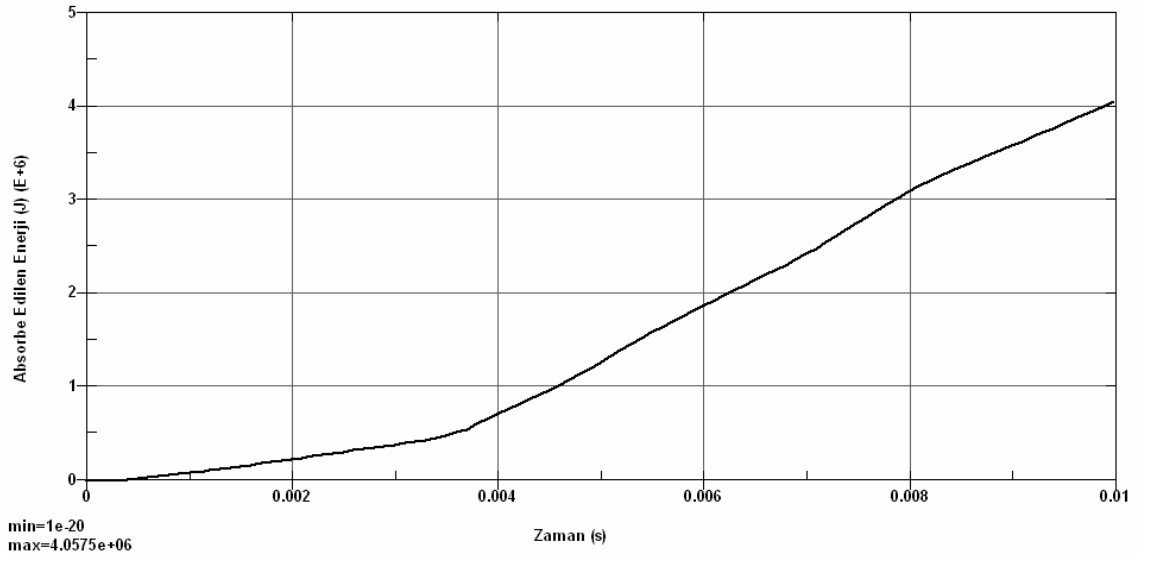


Şekil 5.53. %40 offset n=2, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi

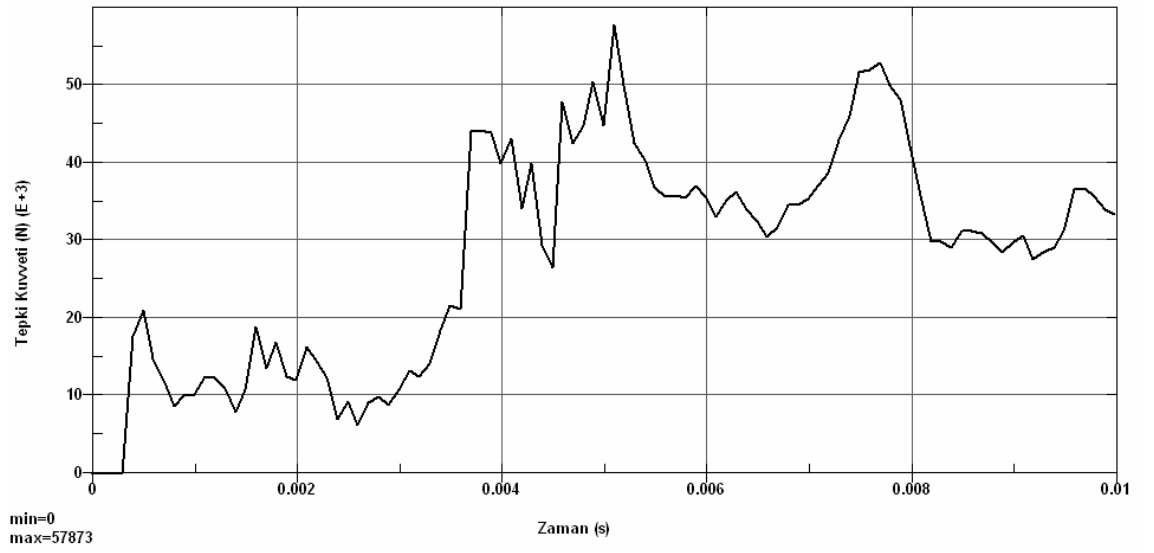
#### 5.1.16. %40 offset n=3, t=1 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.54. %40 offset n=3, t=1 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.55. %40 offset n=3, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi

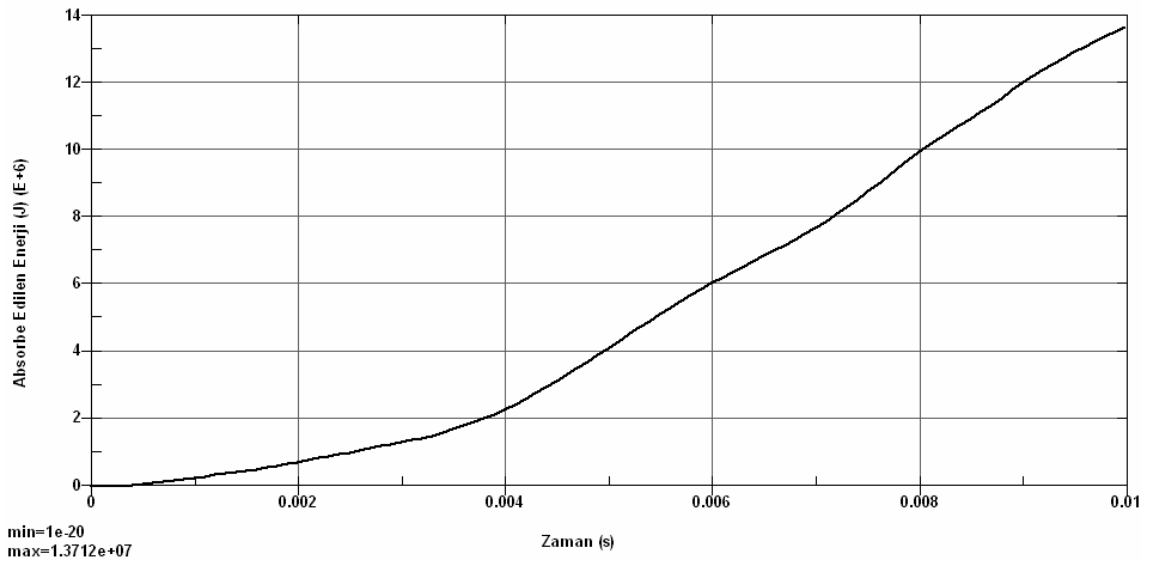


Şekil 5.56. %40 offset n=3, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi

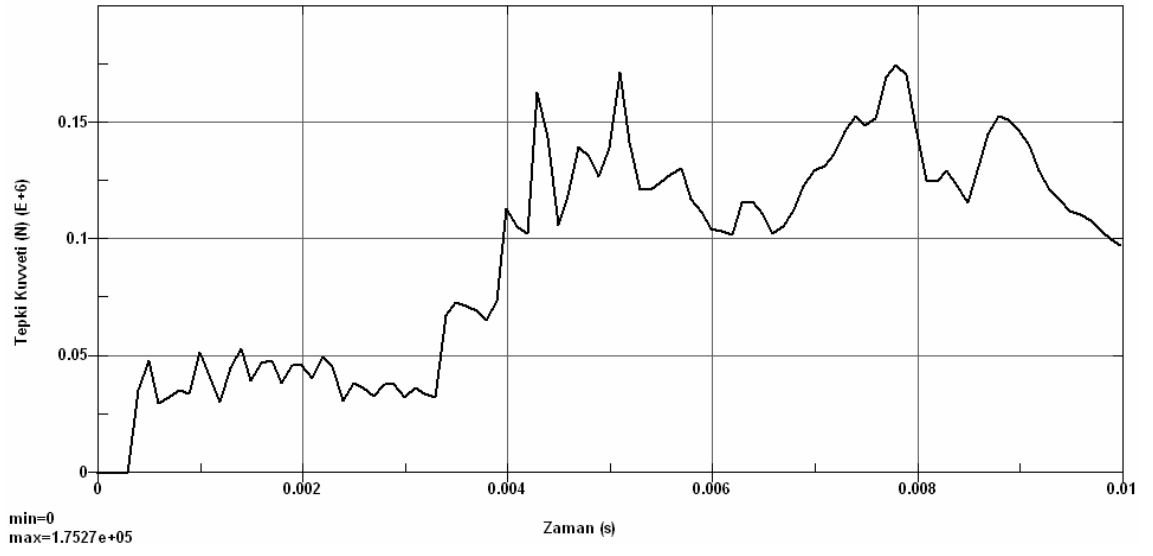
### 5.1.17. %40 offset n=3, t=2 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.57. %40 offset n=3, t=2 mm için darbe emici katlanma formu

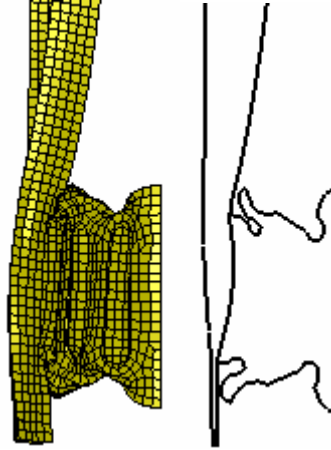


Şekil 5.58. %40 offset n=3, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi

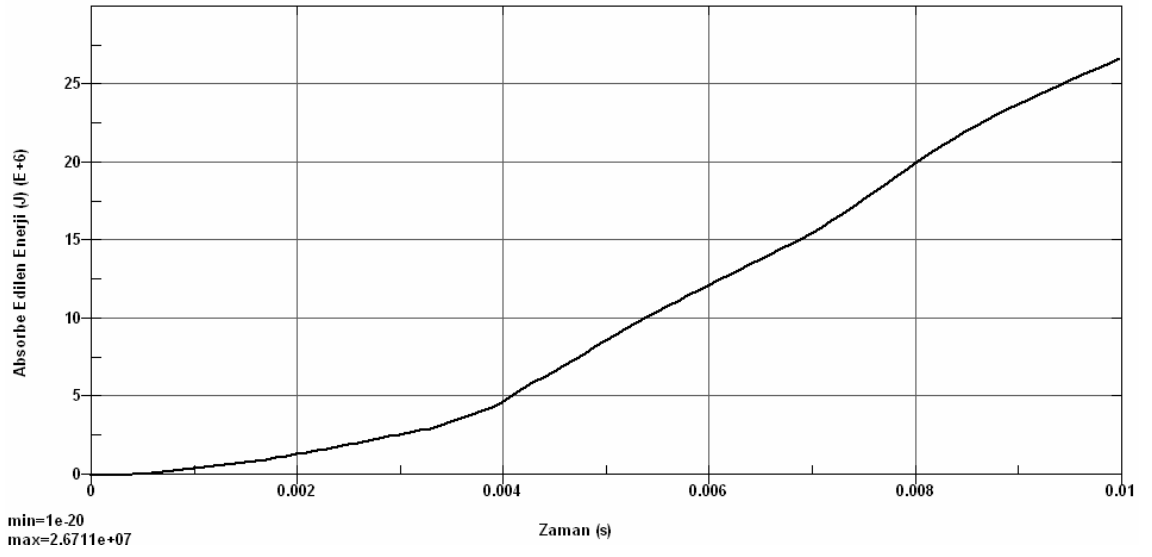


Şekil 5.59. %40 offset n=3, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi

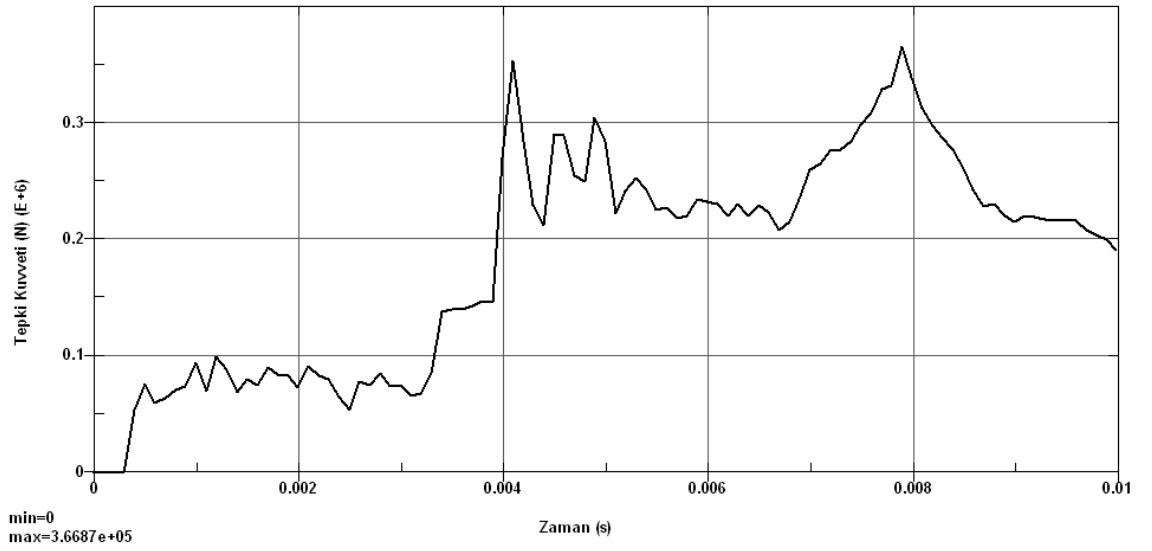
#### 5.1.18. %40 offset n=3, t=3 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.60. %40 offset n=3, t=3 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.61. %40 offset n=3, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi



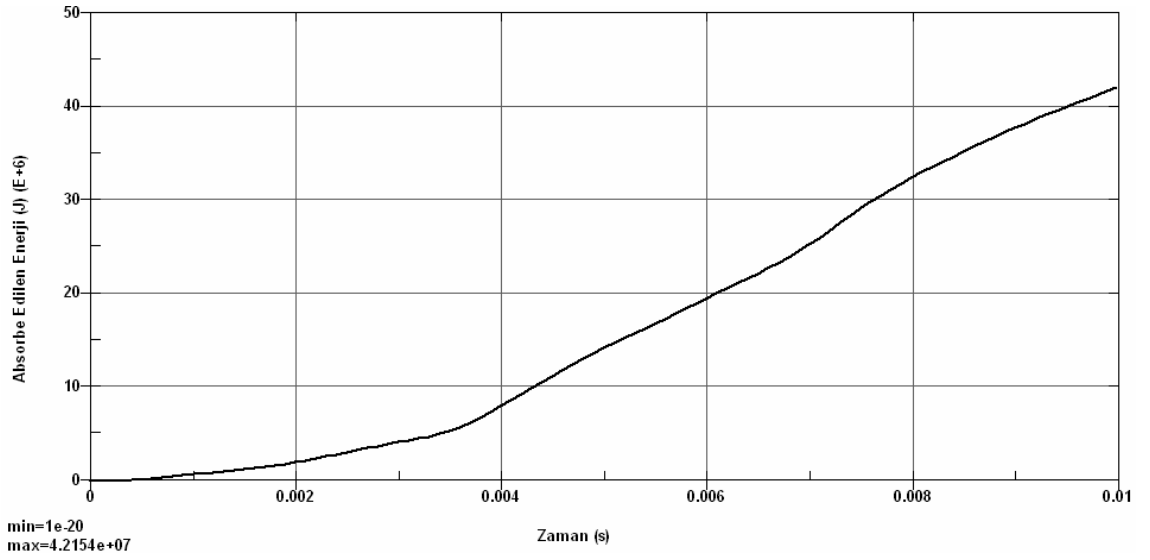
Şekil 5.62. %40 offset n=3, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi



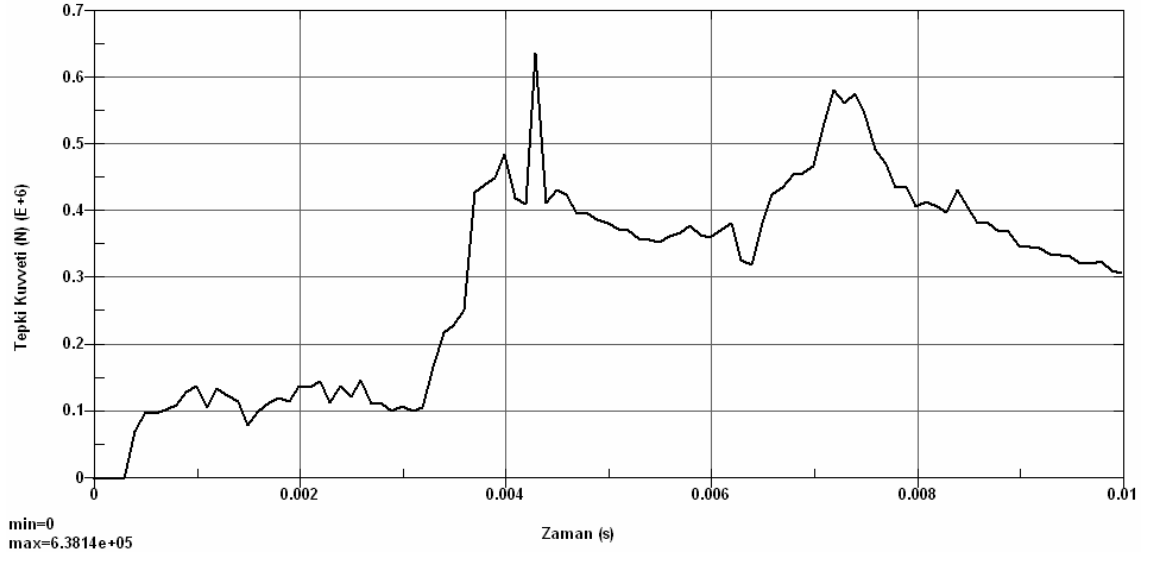
### 5.1.19. %40 offset n=3, t=4 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.63. %40 offset n=3, t=4 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.64. %40 offset n=3, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi

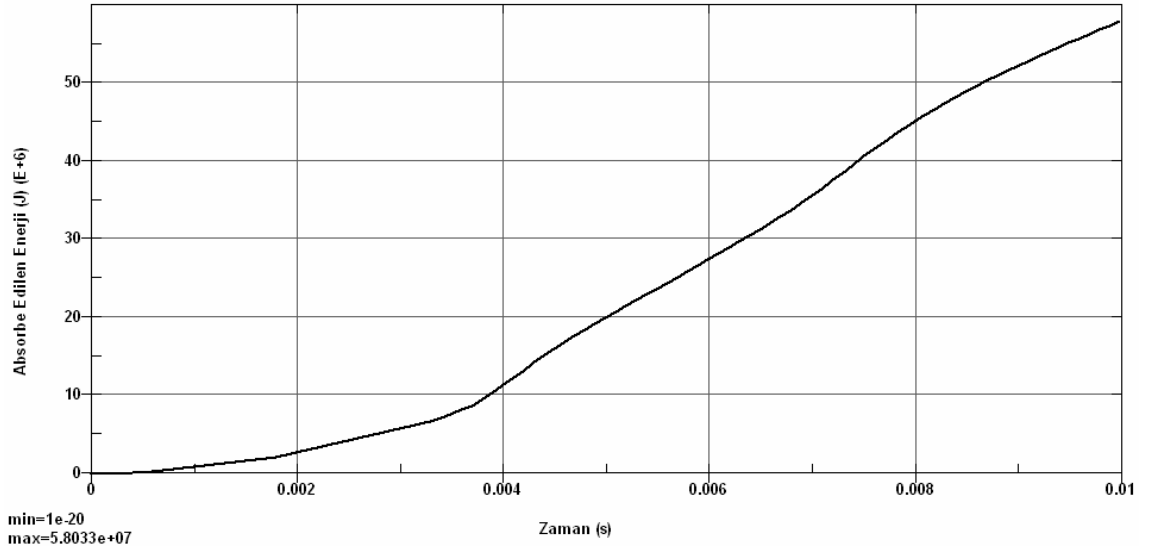


Şekil 5.65. %40 offset n=3, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi

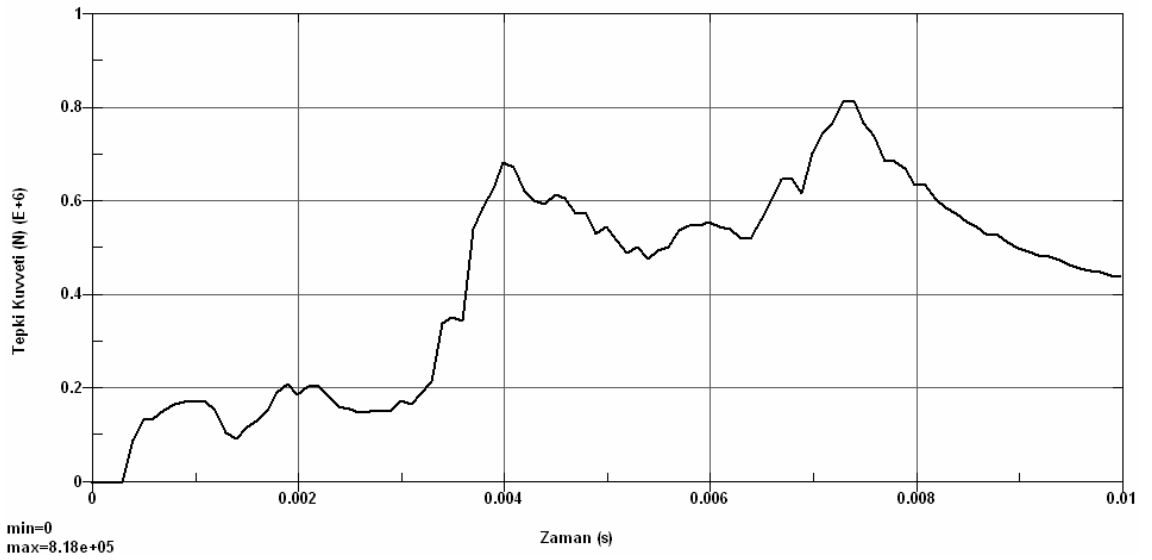
#### 5.1.20. %40 offset n=3, t=5 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.66. %40 offset n=3, t=5 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.67. %40 offset n=3, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi

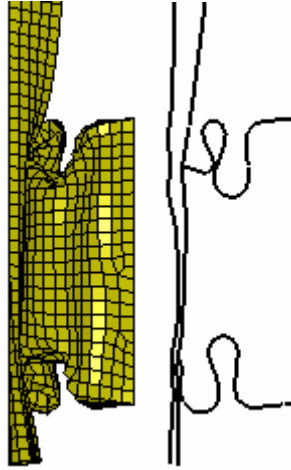
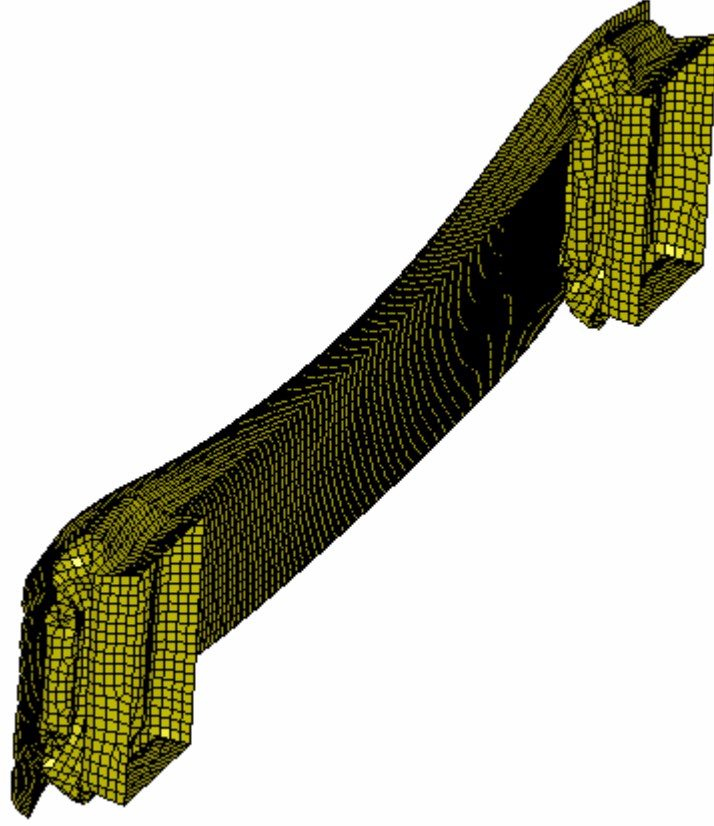


Şekil 5.68. %40 offset n=3, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi

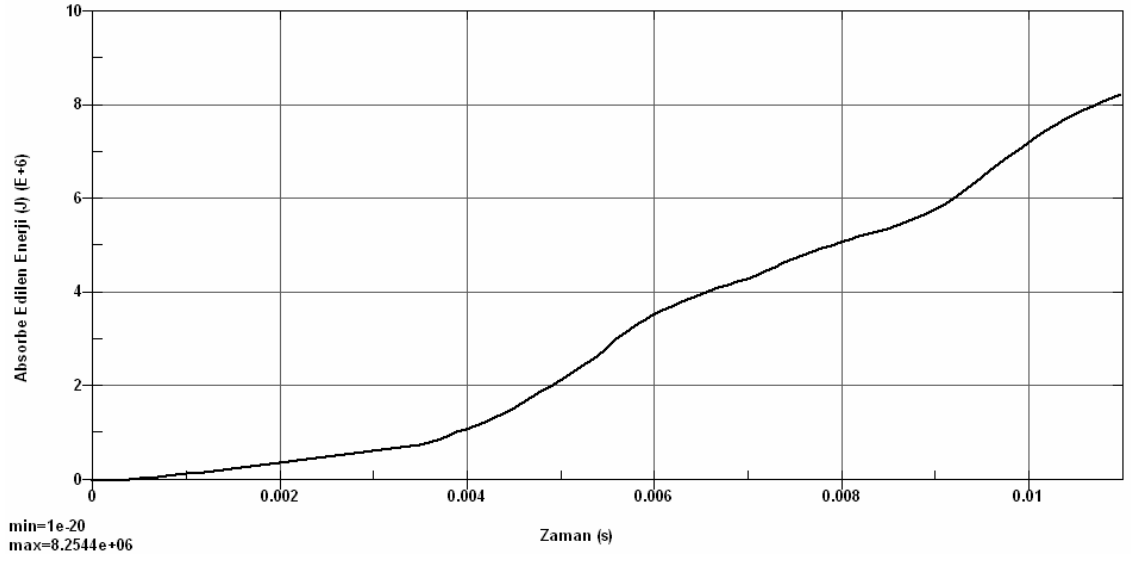
## 5.2. %100 Offset İçin Tampon Çarpışma Analizi Sonuçları

Aşağıda %100 offsetli çarpışma durumu için çarpışma analiz sonuçları verilmiştir. Burada sadece n=0, t=1 mm et kalınlığı için ön tampon çarpışma analizi sonucunda elde edilen geometri komple gösterilmiş olup tüm analiz sonuçlarında sağ ve soldaki darbe emiciler simetrik olarak deformasyona uğramıştır.

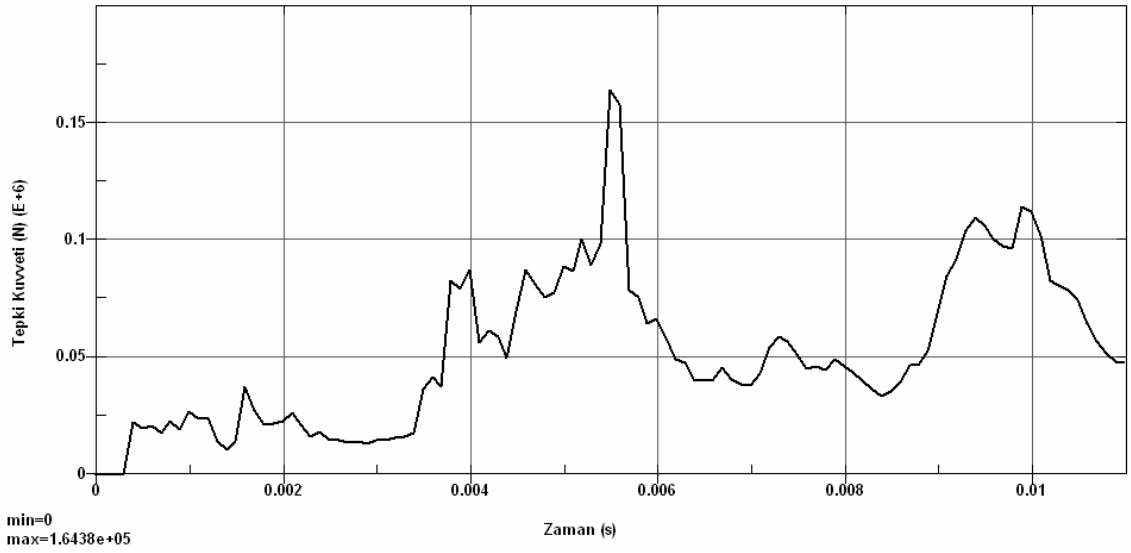
### 5.2.1. %100 offset $n=0$ , $t=1$ mm için analiz sonuçları



Şekil 5.69. %100 offset  $n=0$ ,  $t=1$  mm için ön tampon deformasyonu ve darbe emici katlanma formu

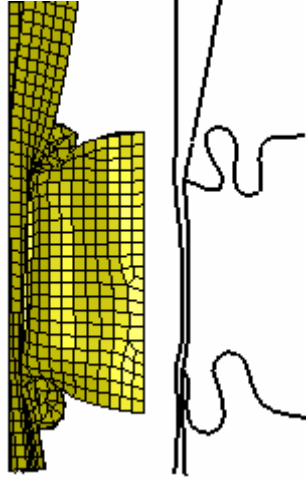


Şekil 5.70. %100 offset n=0, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi

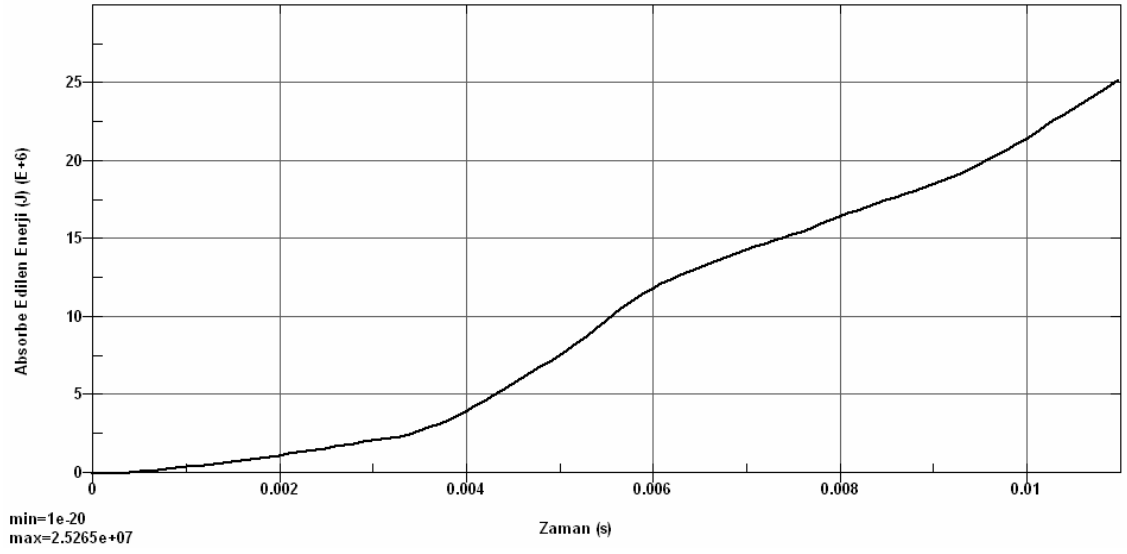


Şekil 5.71. %100 offset n=0, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi

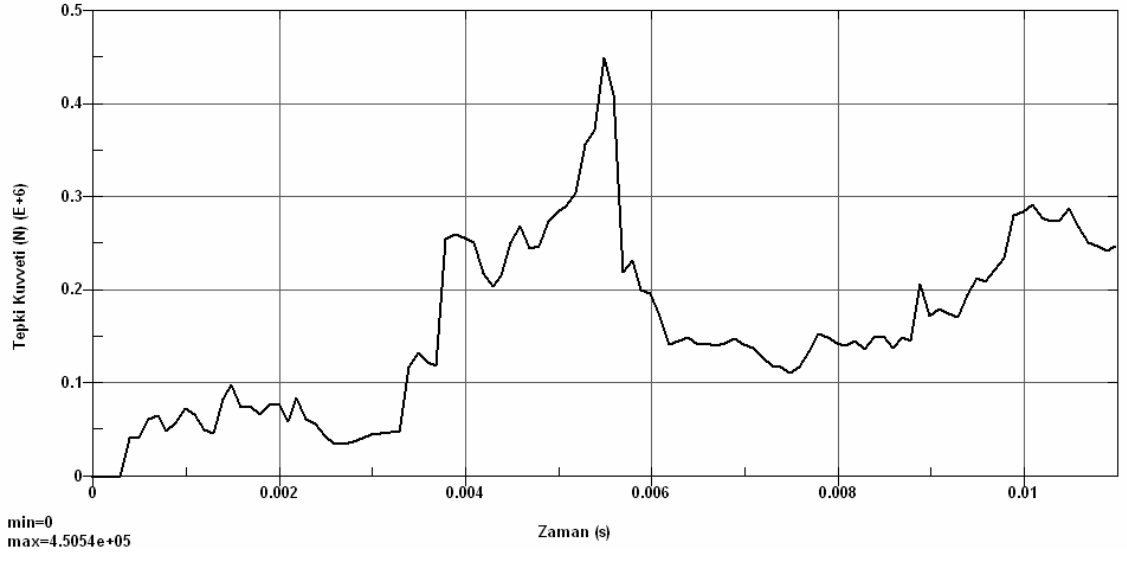
### 5.2.2. %100 offset n=0, t=2 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.72. %100 offset n=0, t=2 mm için darbe emici katlanma formu

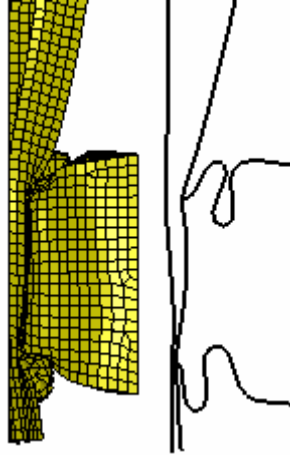


Şekil 5.73. %100 offset n=0, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi

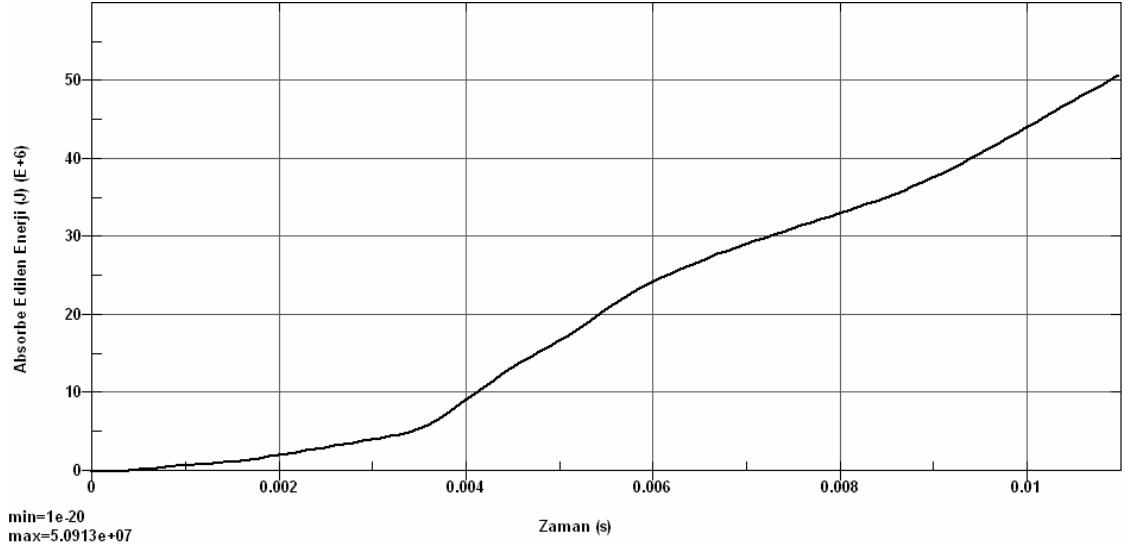


Şekil 5.74. %100 offset n=0, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi

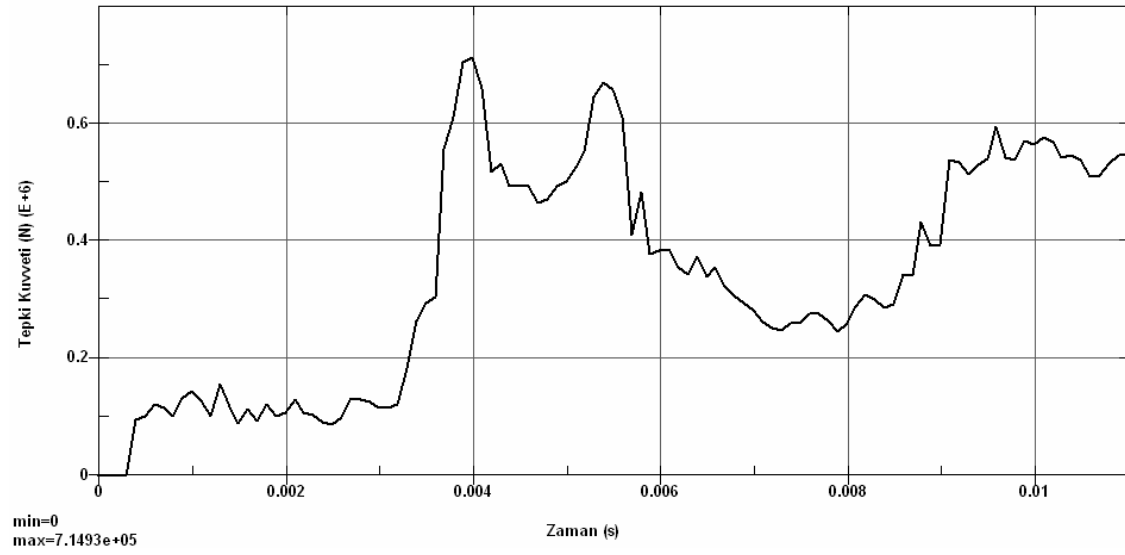
### 5.2.3. %100 offset n=0, t=3 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.75. %100 offset n=0, t=3 mm için darbe emici katlanma formu



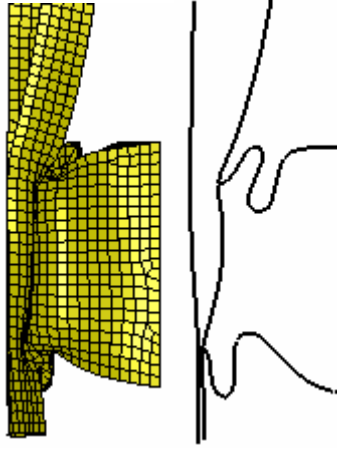
Şekil 5.76. %100 offset n=0, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi



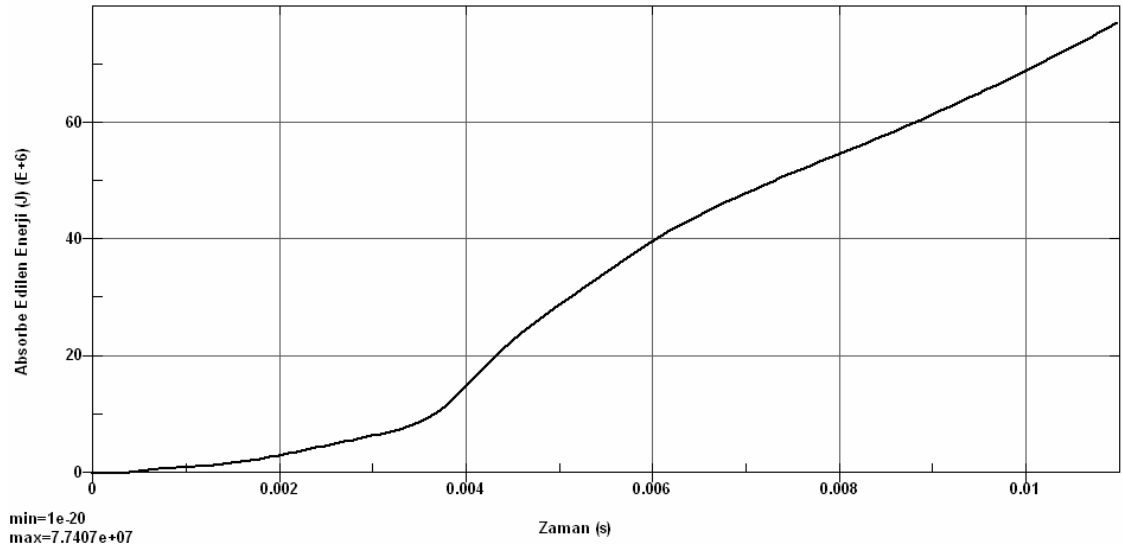
Şekil 5.77. %100 offset n=0, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi



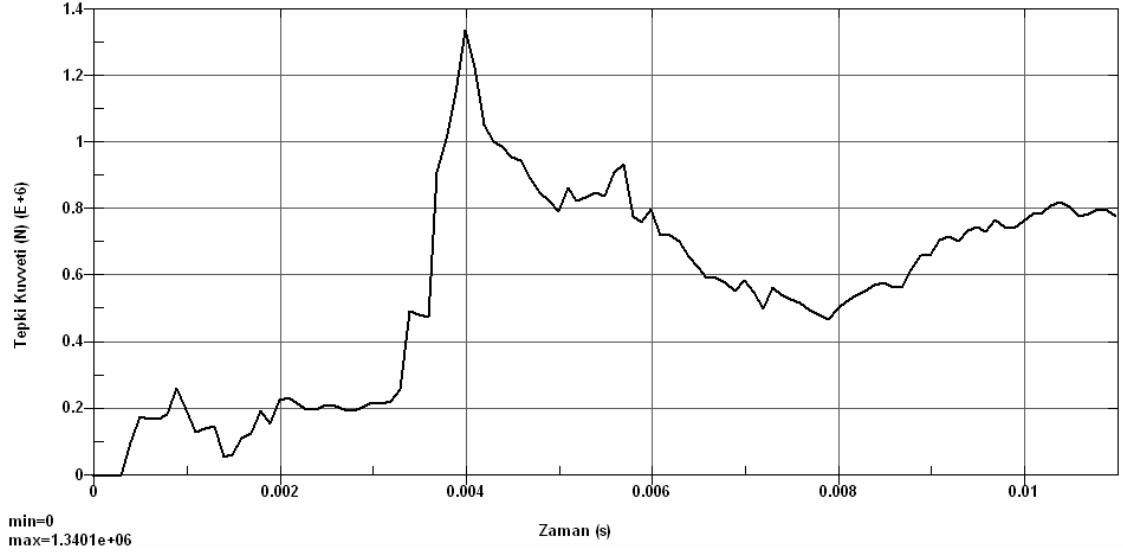
#### 5.2.4. %100 offset n=0, t=4 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.78. %100 offset n=0, t=4 mm için darbe emici katlanma formu

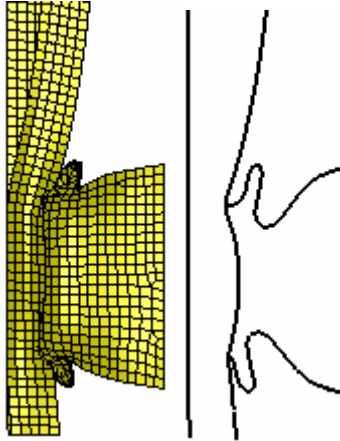


Şekil 5.79. %100 offset n=0, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi

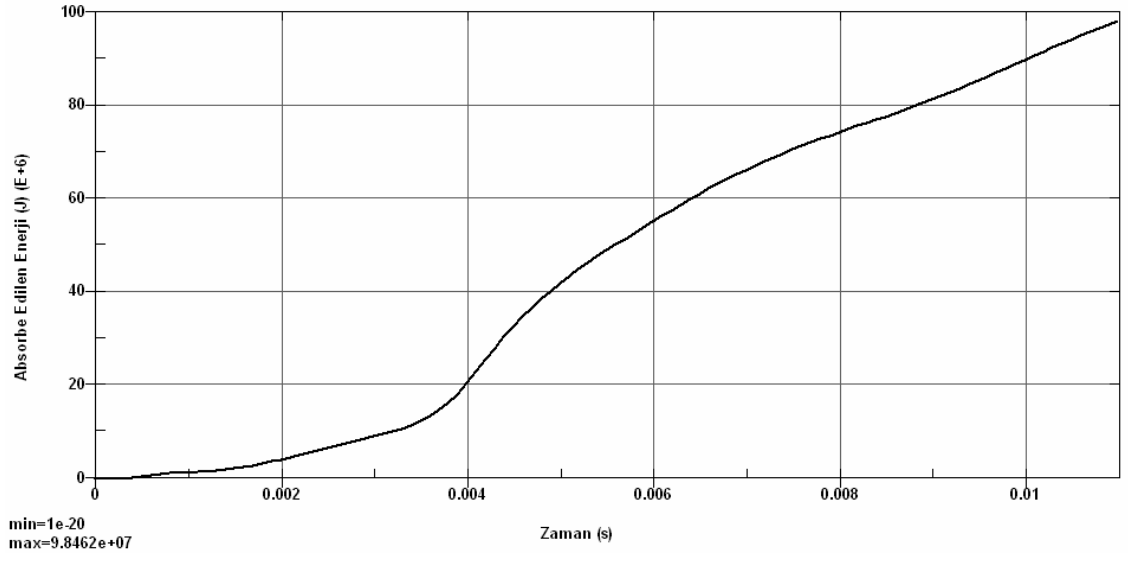


Şekil 5.80. %100 offset n=0, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi

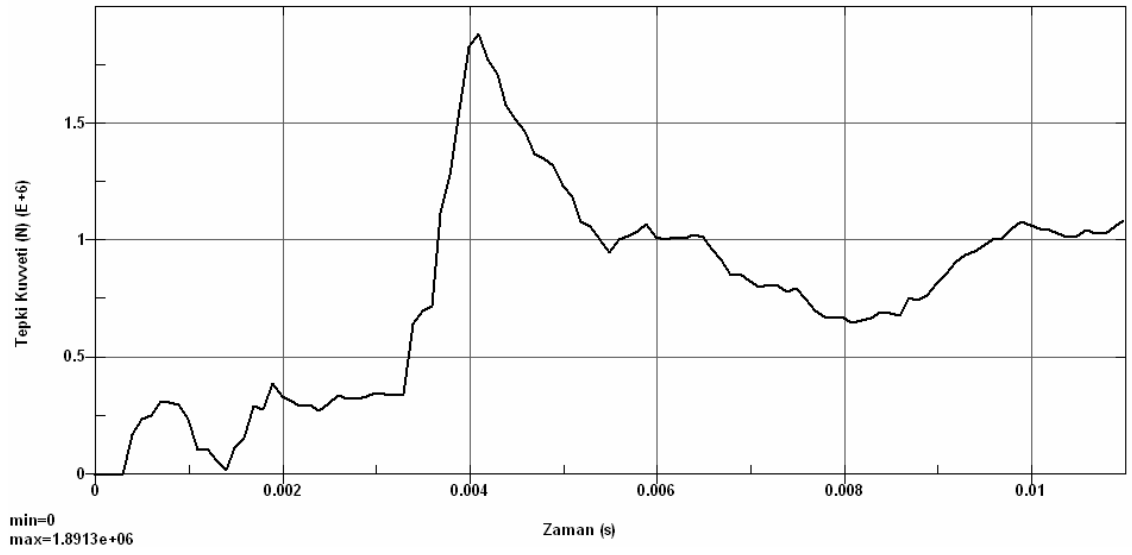
### 5.2.5. %100 offset n=0, t=5 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.81. %100 offset n=0, t=5 mm için darbe emici katlanma formu

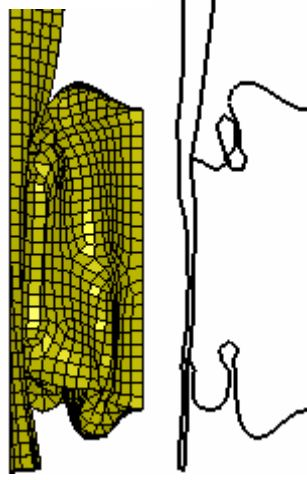


Şekil 5.82. %100 offset n=0, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi

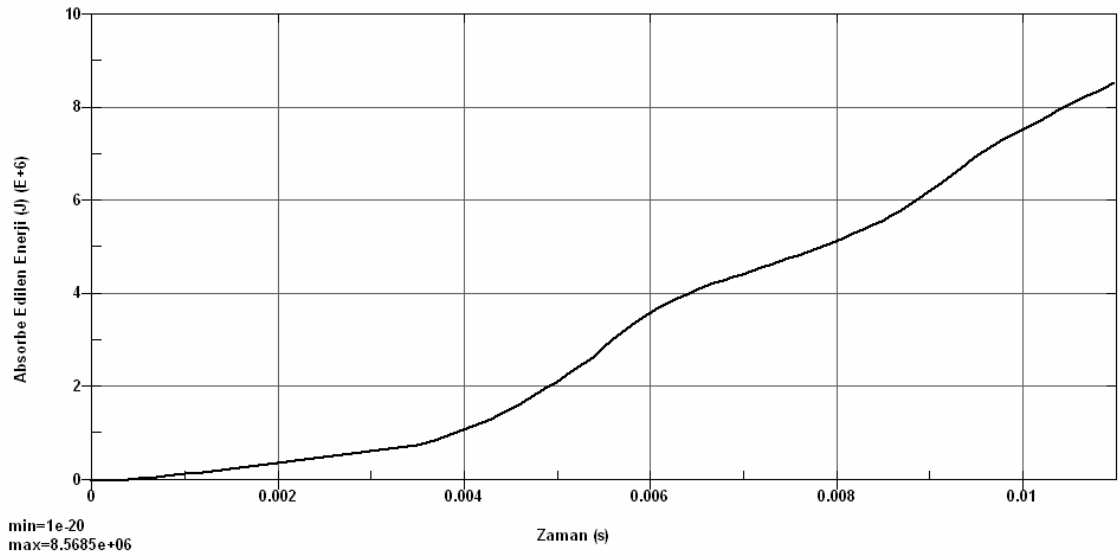


Şekil 5.83. %100 offset n=0, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi

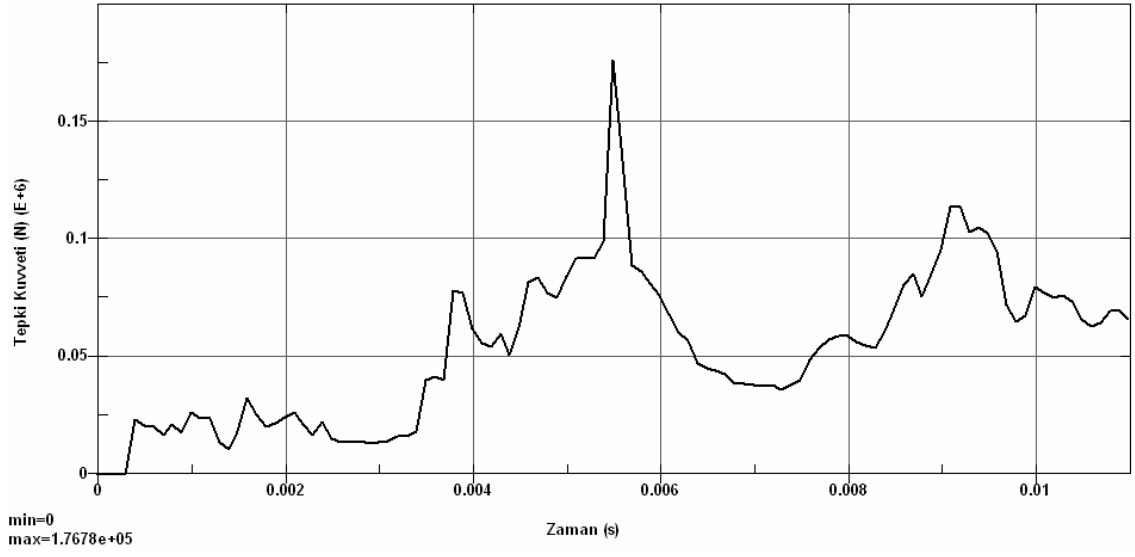
### 5.2.6. %100 offset n=1, t=1 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.84. %100 offset n=1, t=1 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.85. %100 offset n=1, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi

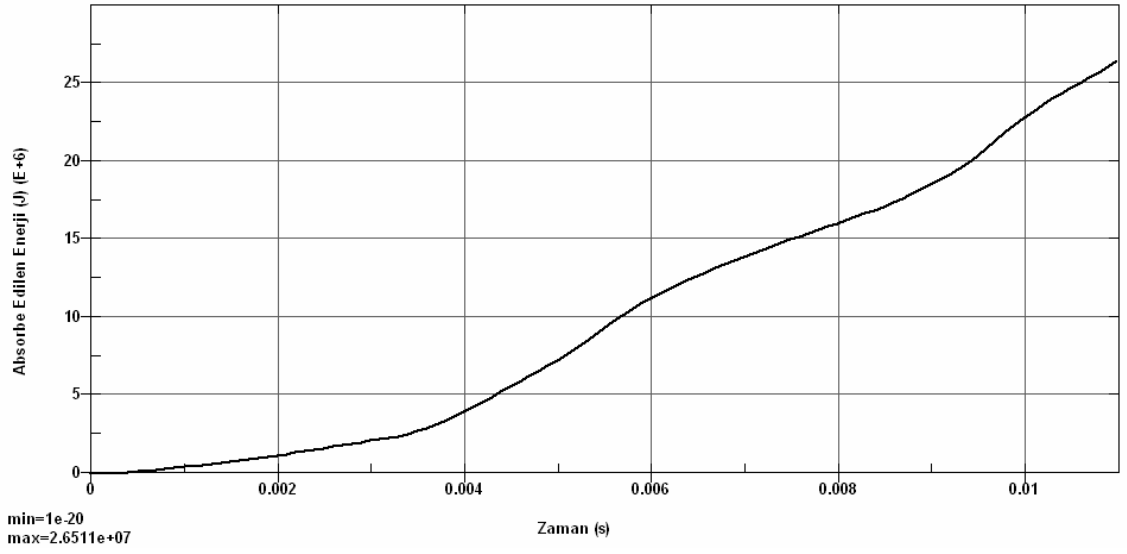


Şekil 5.86. %100 offset n=1, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi

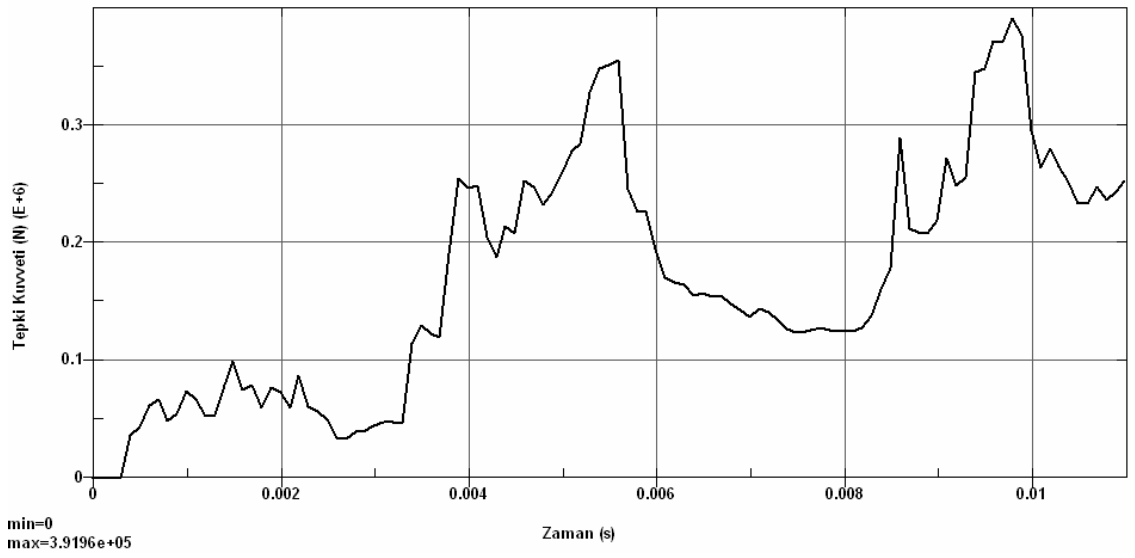
### 5.2.7. %100 offset n=1, t=2 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.87. %100 offset n=1, t=2 mm için darbe emici katlanma formu

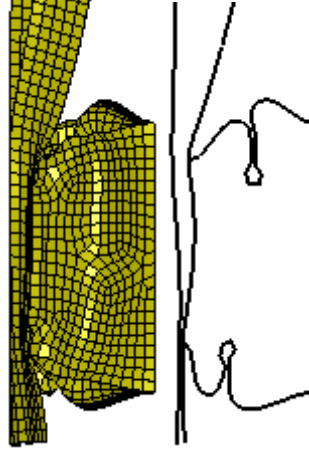


Şekil 5.88. %100 offset n=1, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi

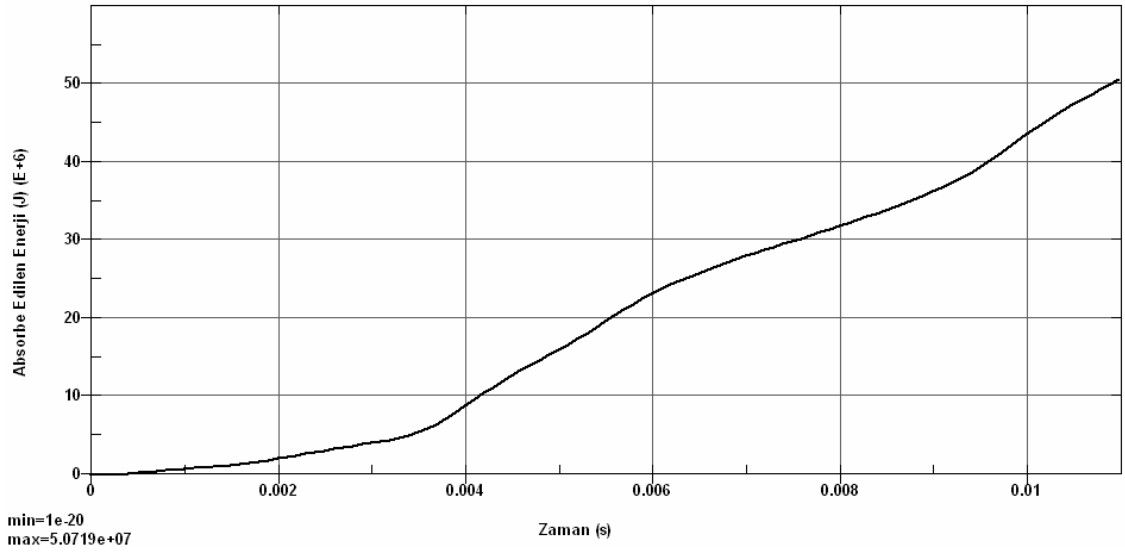


Şekil 5.89. %100 offset n=1, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi

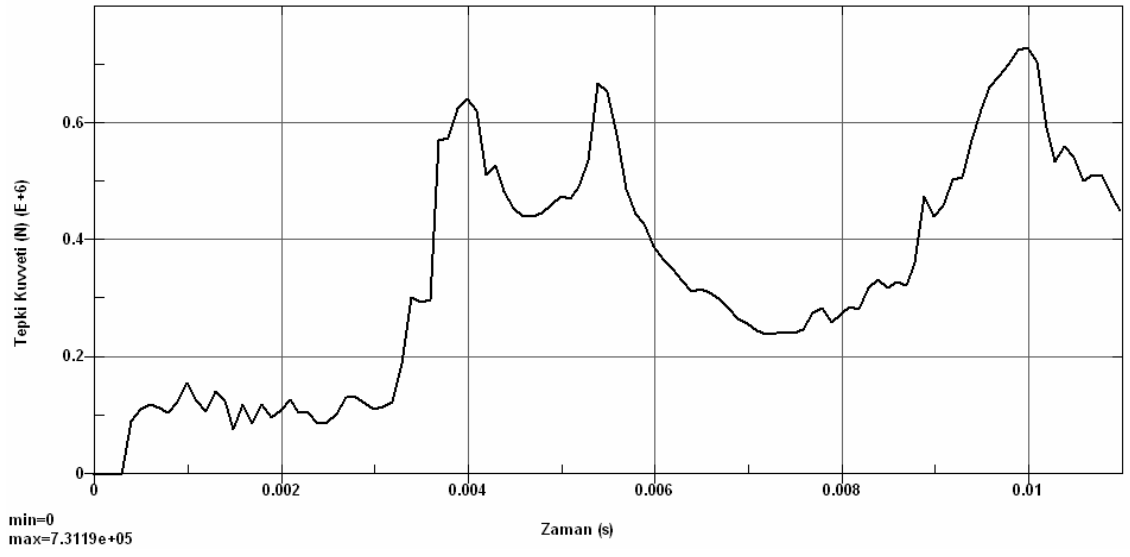
### 5.2.8. %100 offset n=1, t=3 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.90. %100 offset n=1, t=3 mm için darbe emici katlanma formu

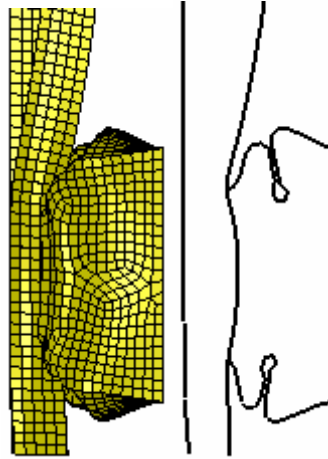


Şekil 5.91. %100 offset n=1, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi



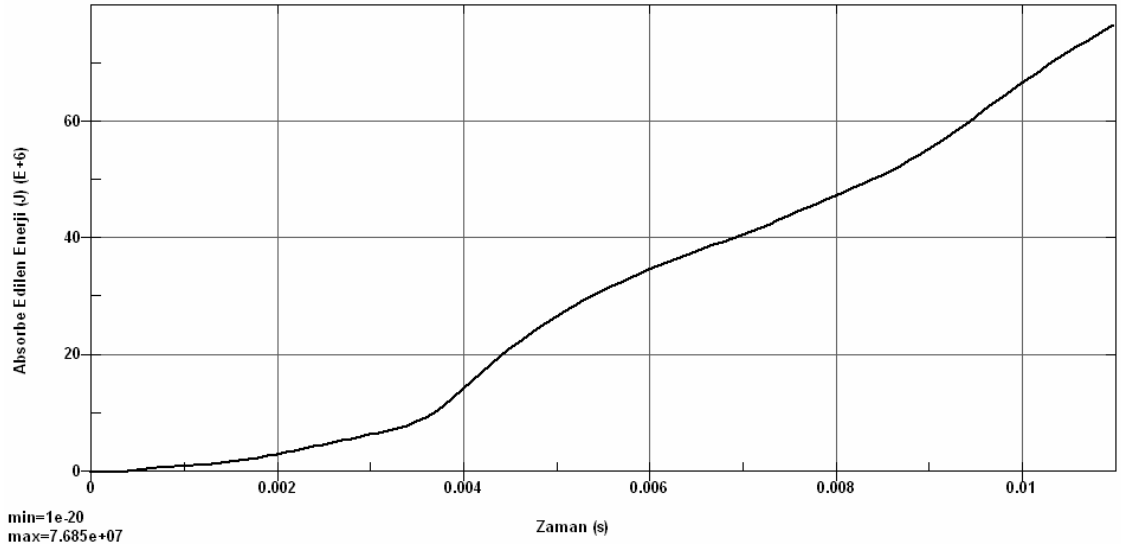
Şekil 5.92. %100 offset n=1, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi

### 5.2.9. %100 offset n=1, t=4 mm için analiz sonuçları

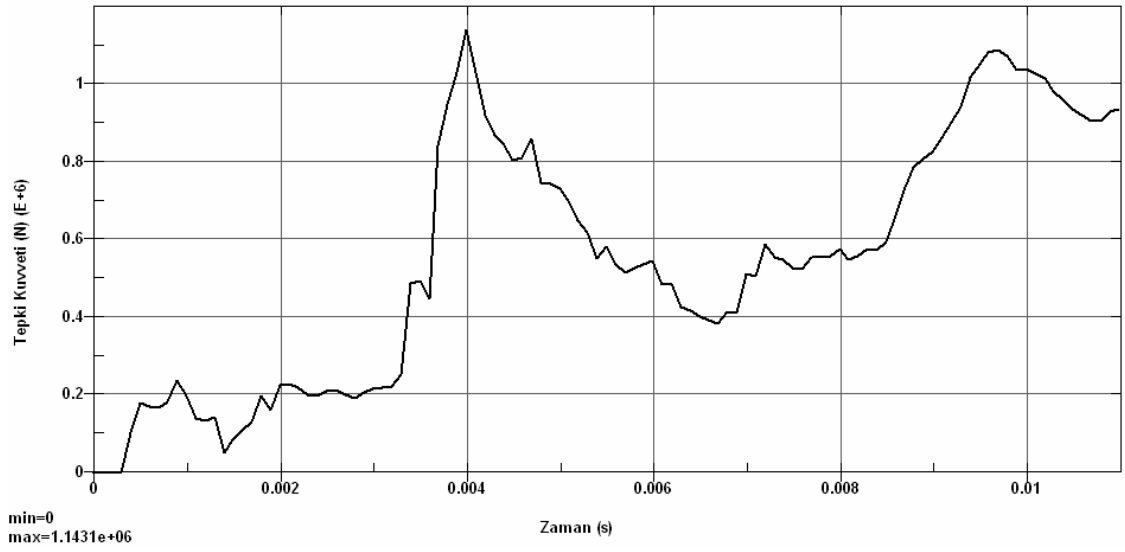


Şekil 5.93. %100 offset n=1, t=4 mm için darbe emici katlanma formu



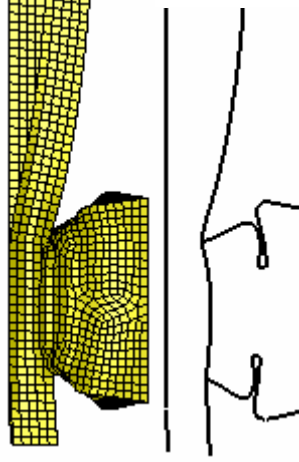


Şekil 5.94. %100 offset n=1, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi

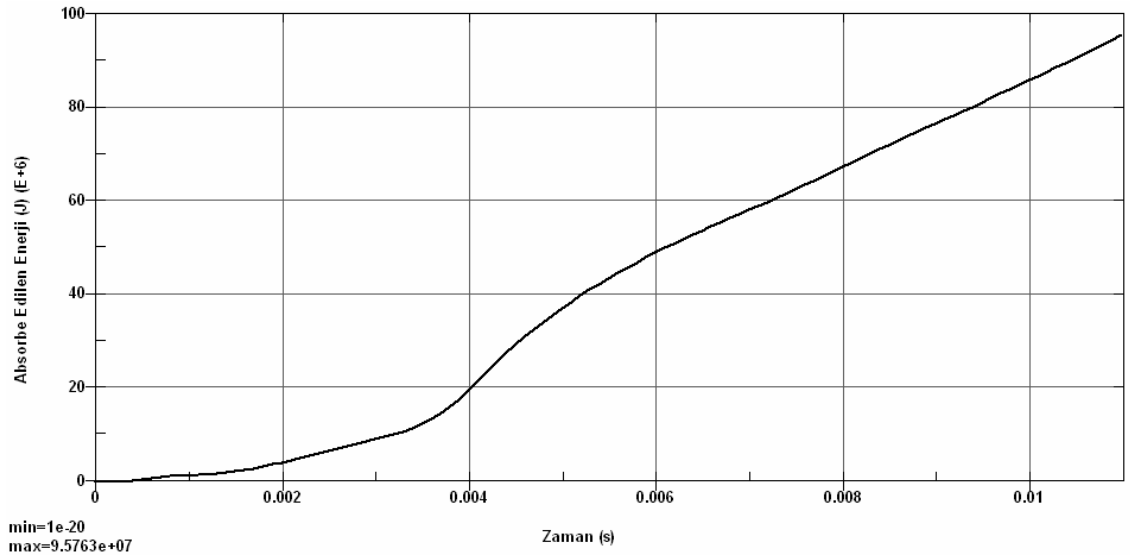


Şekil 5.95. %100 offset n=1, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi

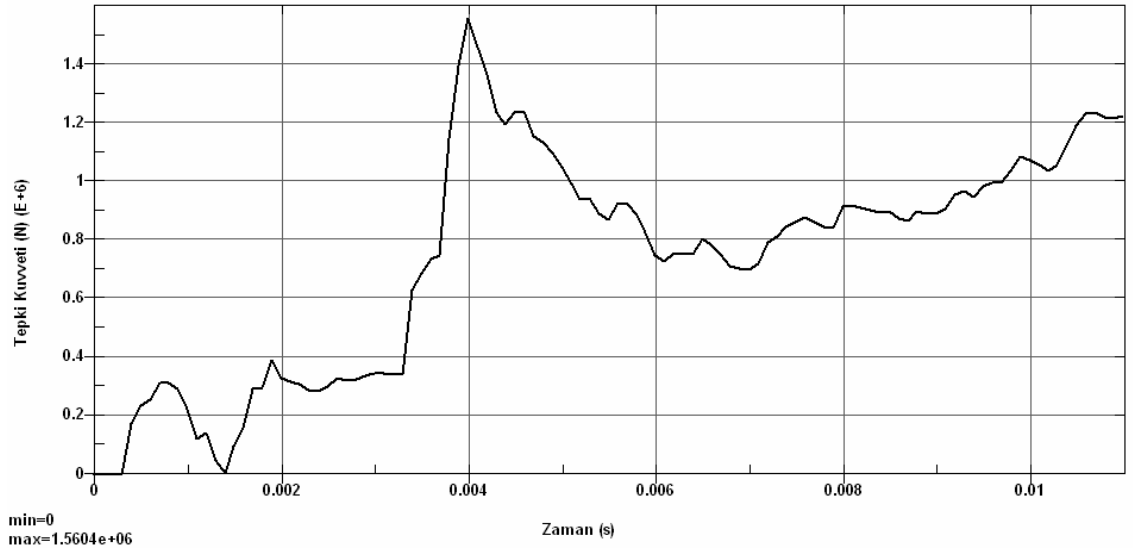
### 5.2.10. %100 offset n=1, t=5 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.96. %100 offset n=1, t=5 mm için darbe emici katlanma formu

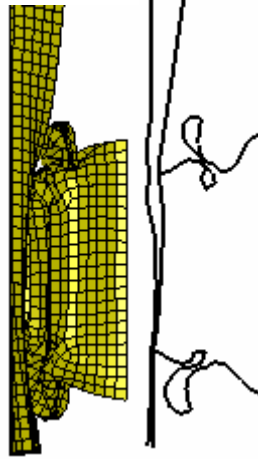


Şekil 5.97. %100 offset n=1, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi

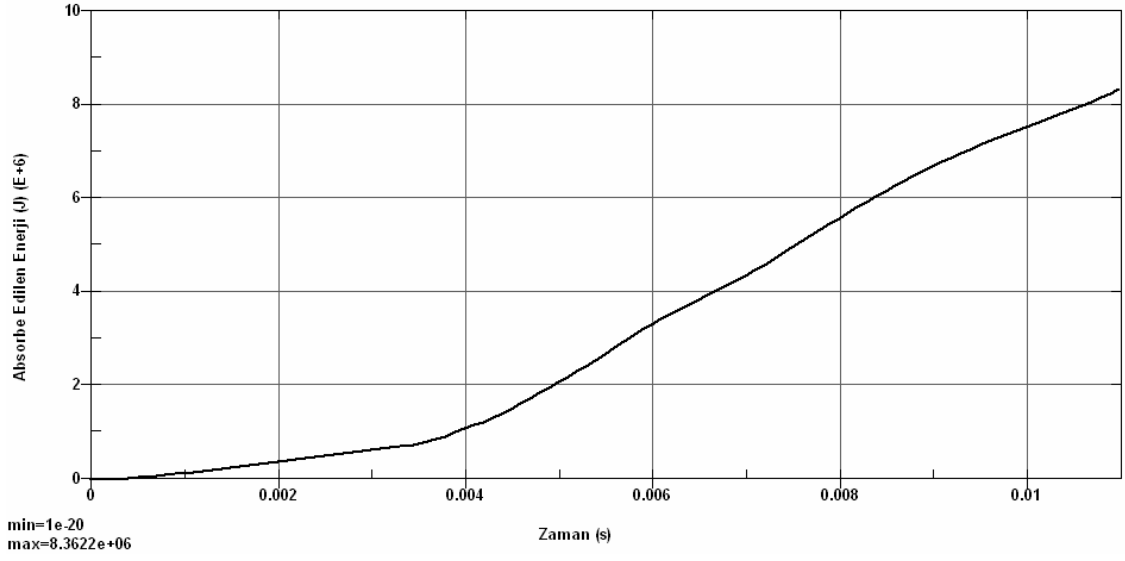


Şekil 5.98. %100 offset n=1, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi

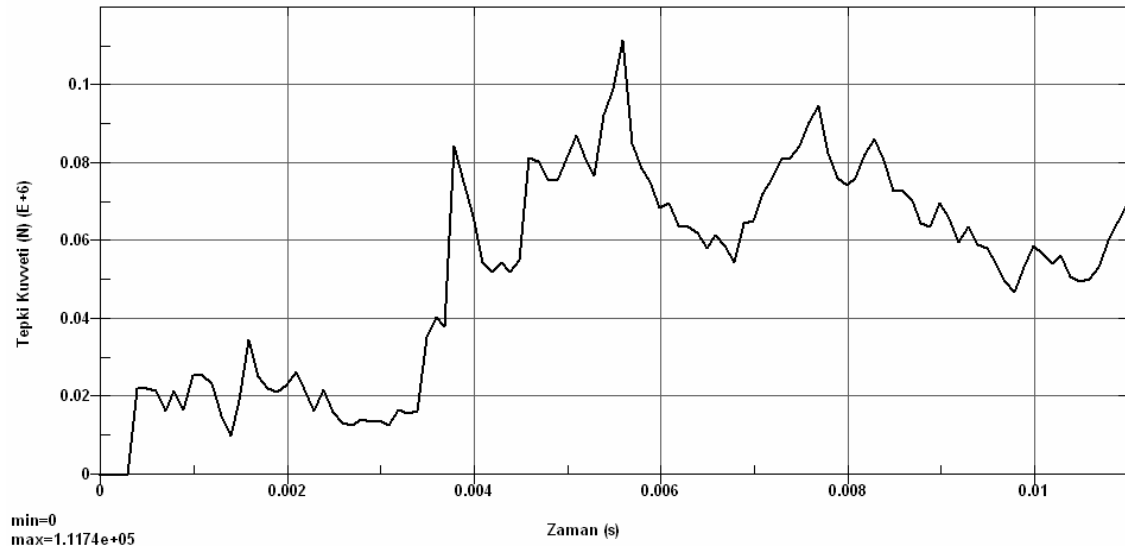
### 5.2.11. %100 offset n=2, t=1 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.99. %100 offset n=2, t=1 mm için darbe emici katlanma formu

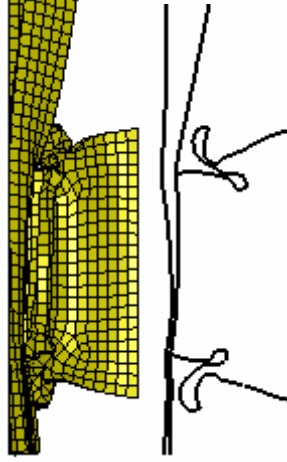


Şekil 5.100. %100 offset n=2, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi

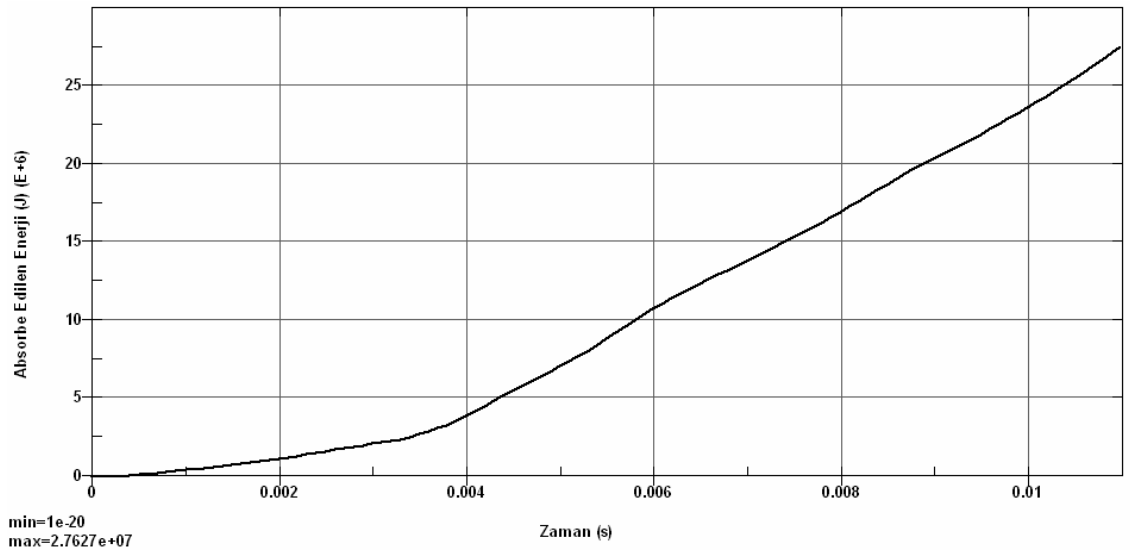


Şekil 5.101. %100 offset n=2, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi

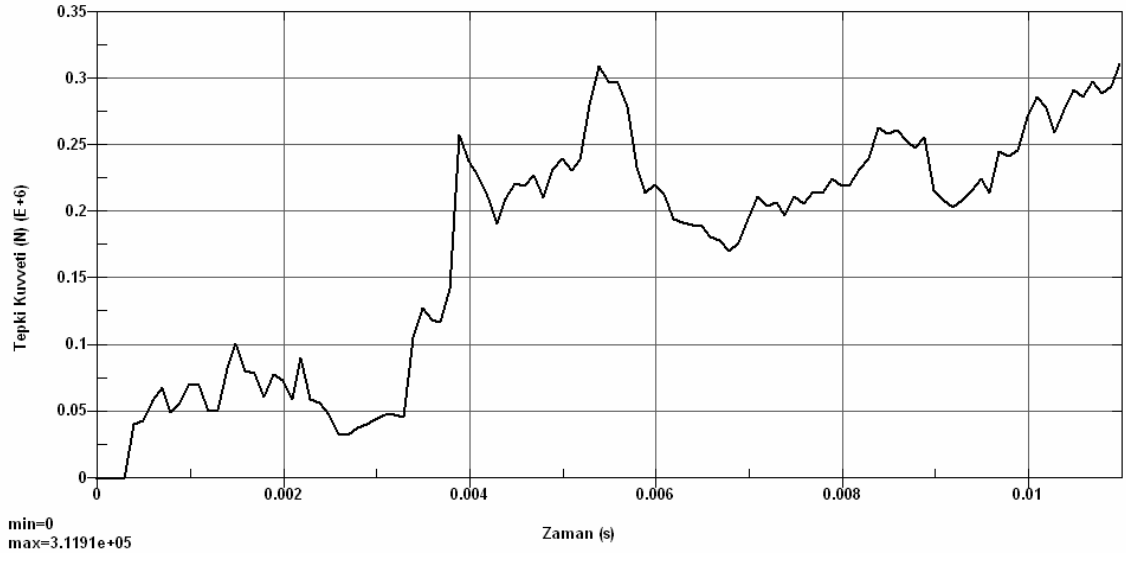
### 5.2.12. %100 offset n=2, t=2 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.102. %100 offset n=2, t=2 mm için darbe emici katlanma formu

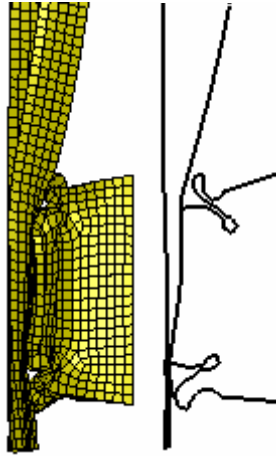


Şekil 5.103. %100 offset n=2, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi

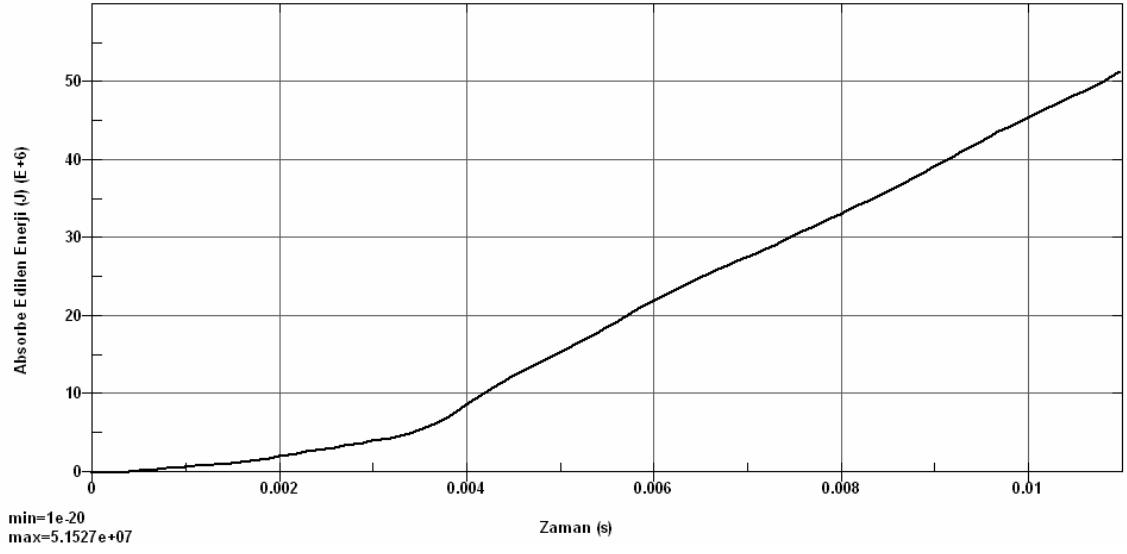


Şekil 5.104. %100 offset n=2, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi

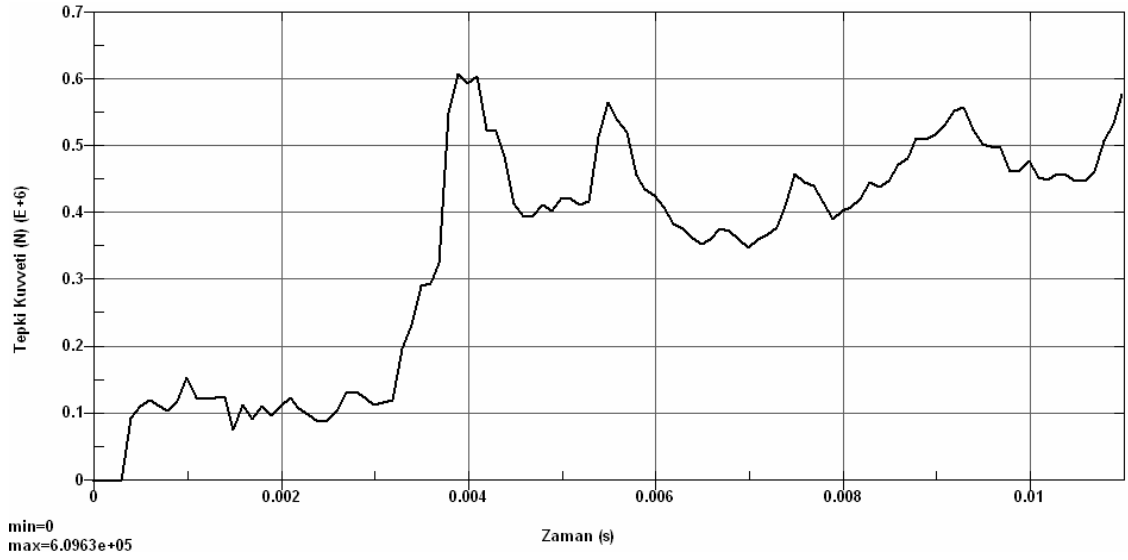
### 5.2.13. %100 offset n=2, t=3 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.105. %100 offset n=2, t=3 mm için darbe emici katlanma formu

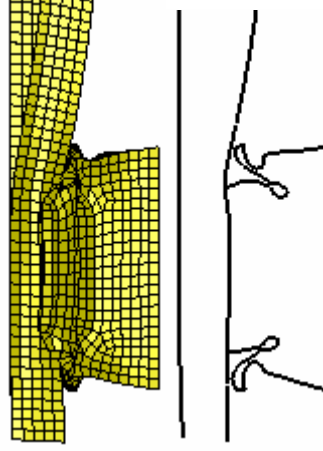


Şekil 5.106. %100 offset n=2, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi

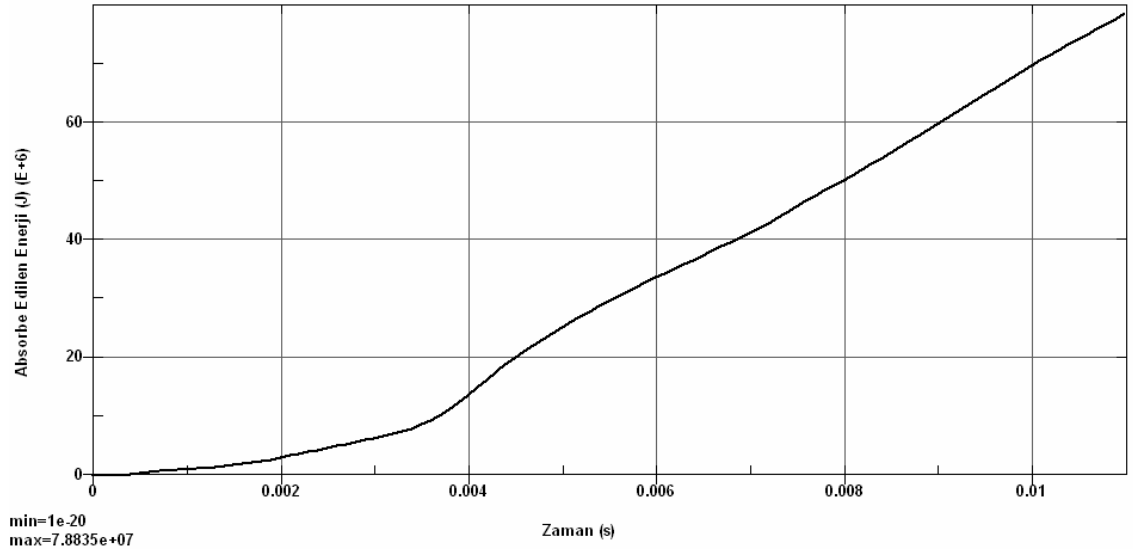


Şekil 5.107. %100 offset n=2, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi

#### 5.2.14. %100 offset n=2, t=4 mm için analiz sonuçları

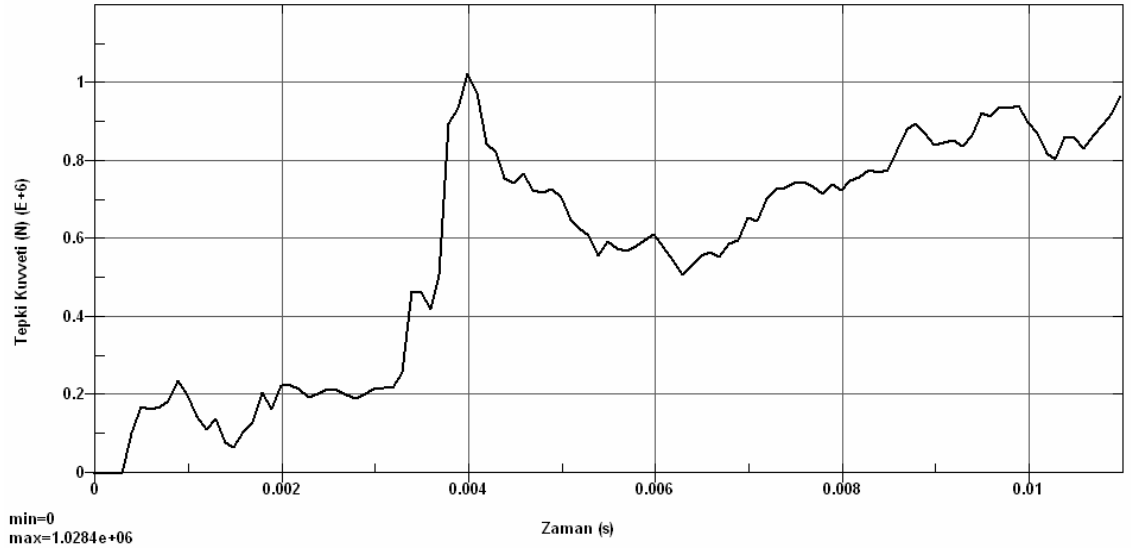


Şekil 5.108. %100 offset n=2, t=4 mm için darbe emici katlanma formu



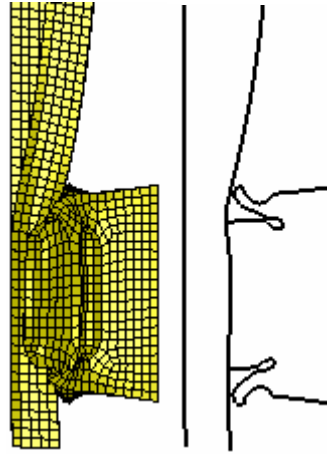
Şekil 5.109. %100 offset n=2, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi



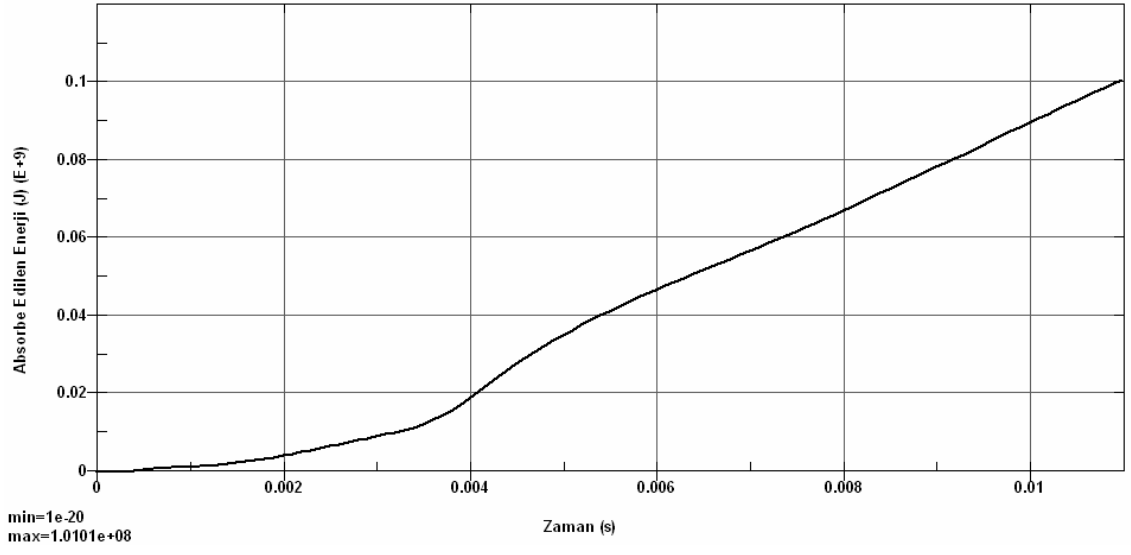


Şekil 5.110. %100 offset n=2, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi

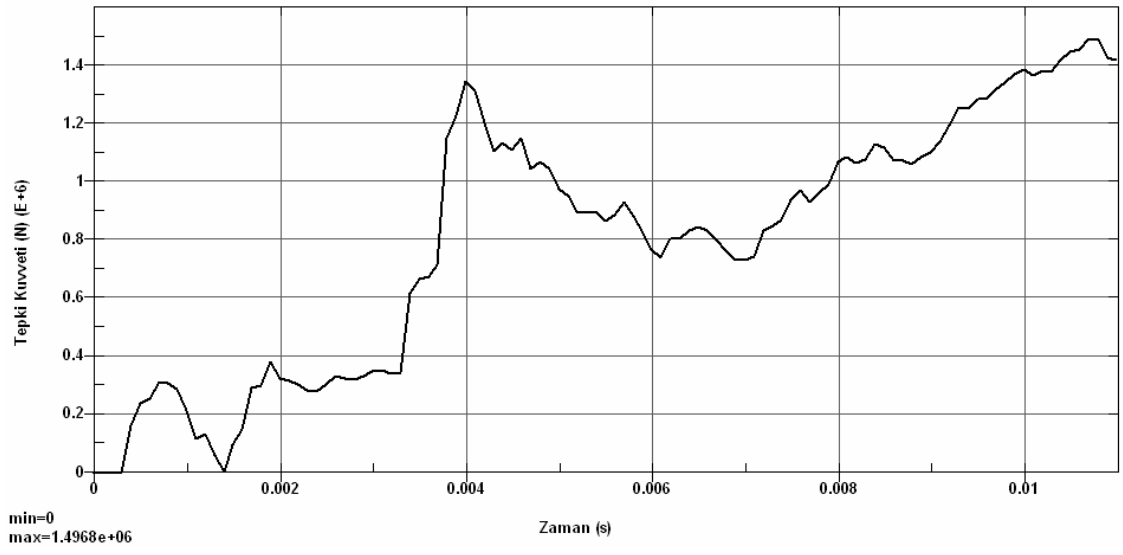
#### 5.2.15. %100 offset n=2, t=5 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.111. %100 offset n=2, t=5 mm için darbe emici katlanma formu

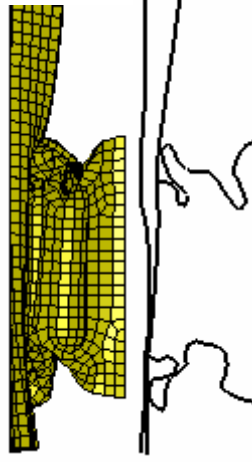


Şekil 5.112. %100 offset n=2, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi

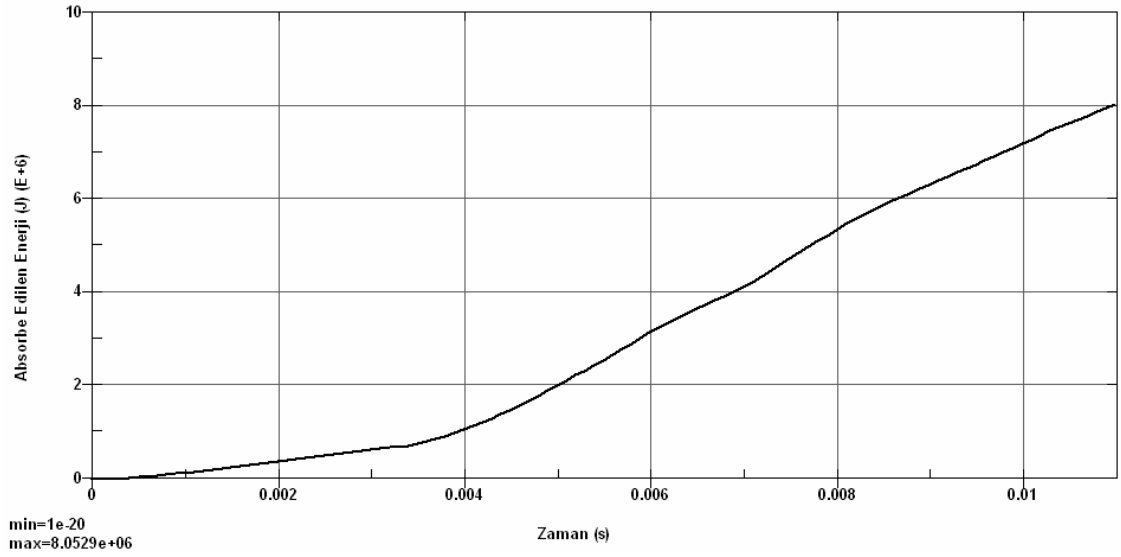


Şekil 5.113. %100 offset n=2, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi

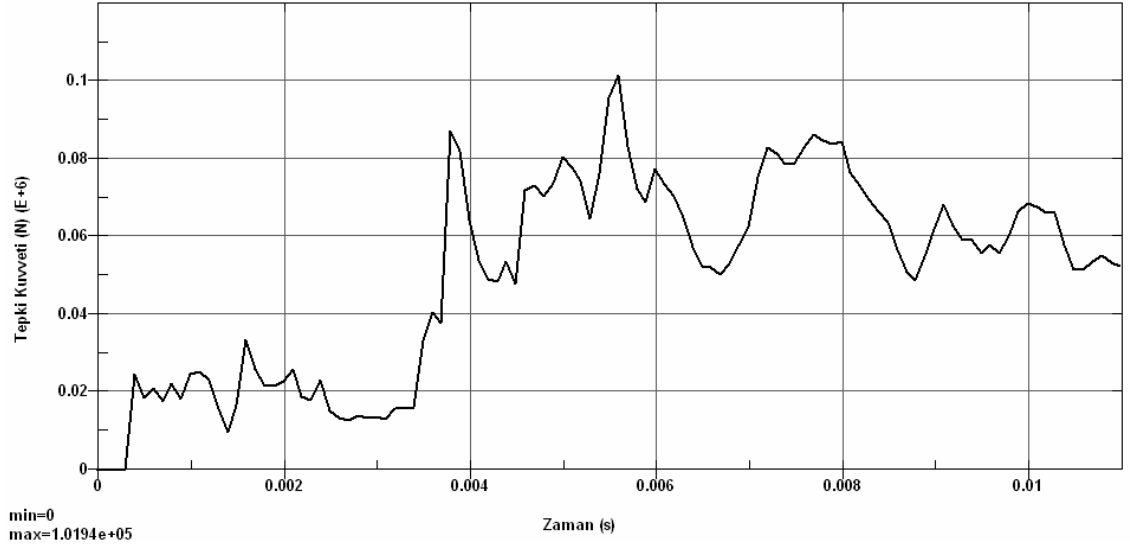
### 5.2.16. %100 offset n=3, t=1 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.114. %100 offset n=3, t=1 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.115. %100 offset n=3, t=1 mm için absorbe edilen enerji değişimi

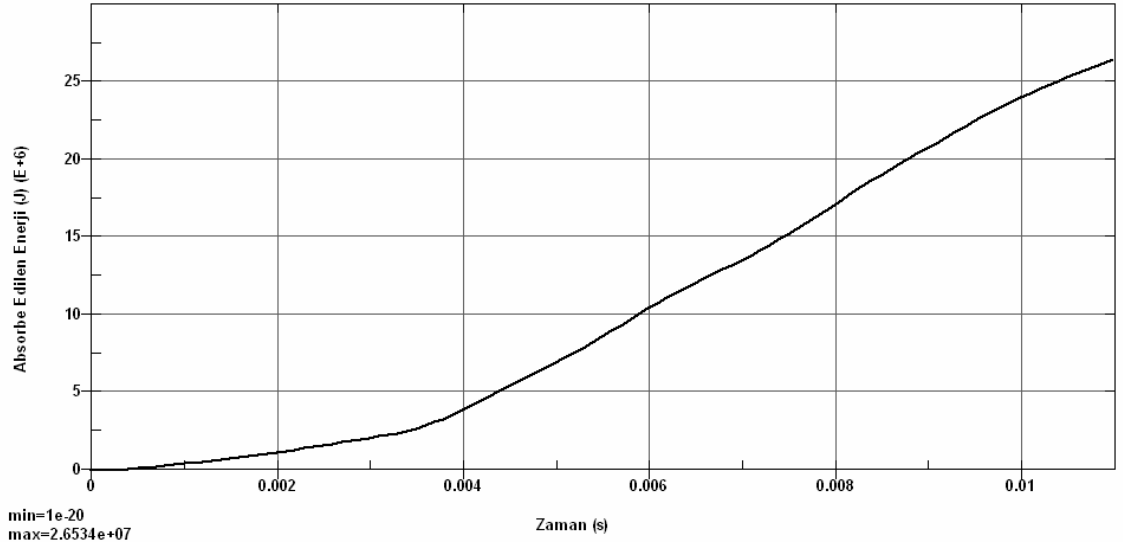


Şekil 5.116. %100 offset n=3, t=1 mm için tepki kuvveti değişimi

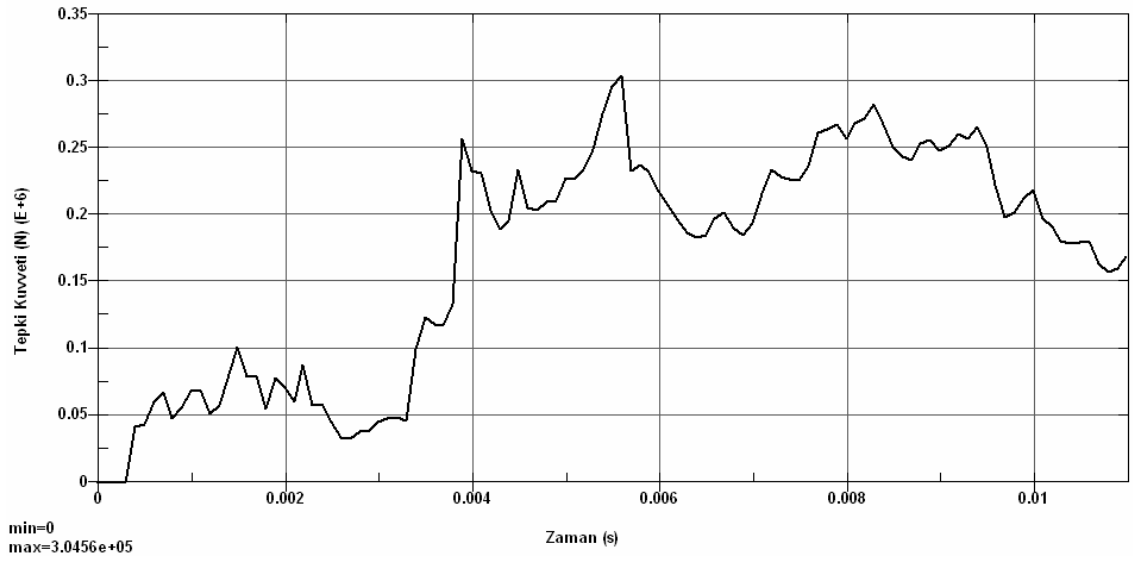
### 5.2.17. %100 offset n=3, t=2 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.117. %100 offset n=3, t=2 mm için darbe emici katlanma formu



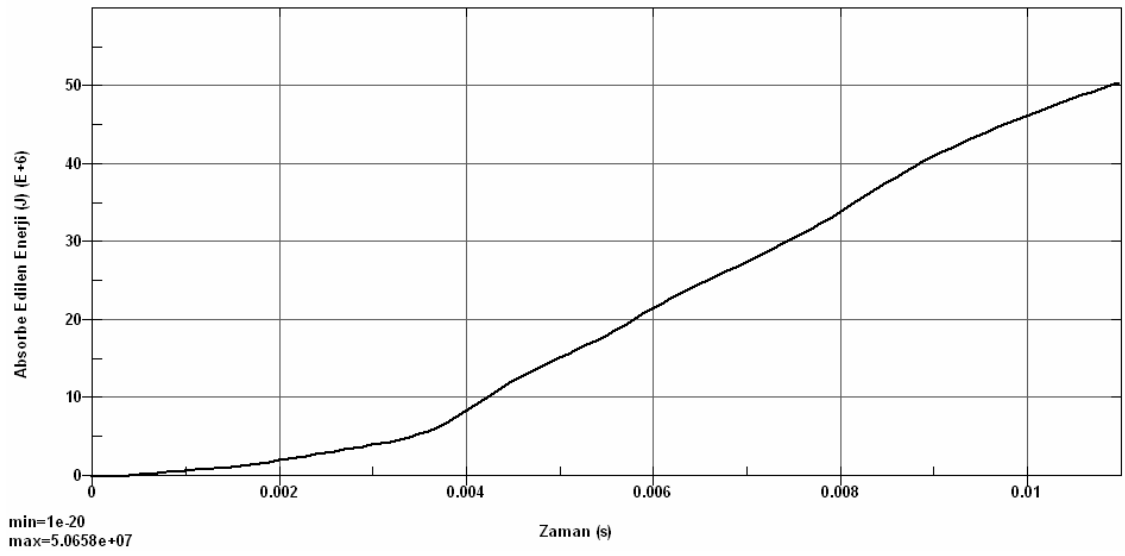
Şekil 5.118. %100 offset n=3, t=2 mm için absorbe edilen enerji değişimi



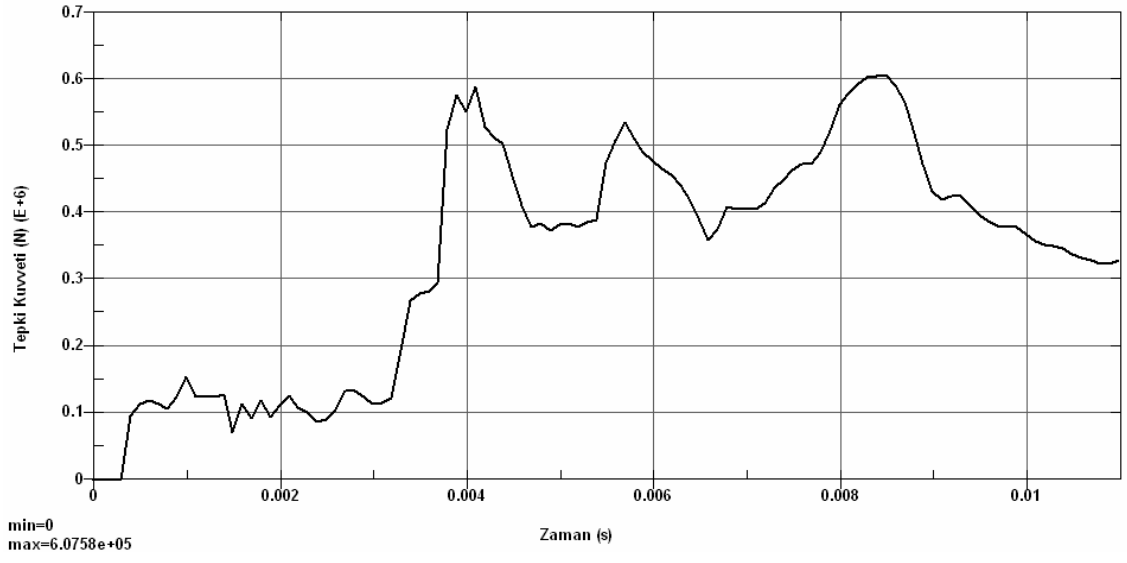
Şekil 5.119. %100 offset n=3, t=2 mm için tepki kuvveti değişimi

**5.2.18. %100 offset n=3, t=3 mm için analiz sonuçları**

Şekil 5.120. %100 offset n=3, t=3 mm için darbe emici katlanma formu

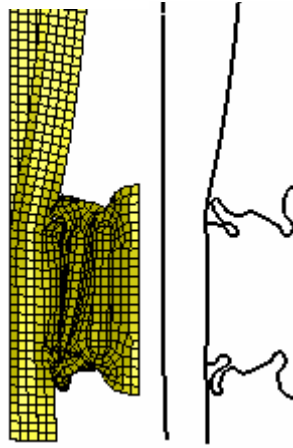


Şekil 5.121. %100 offset n=3, t=3 mm için absorbe edilen enerji değişimi

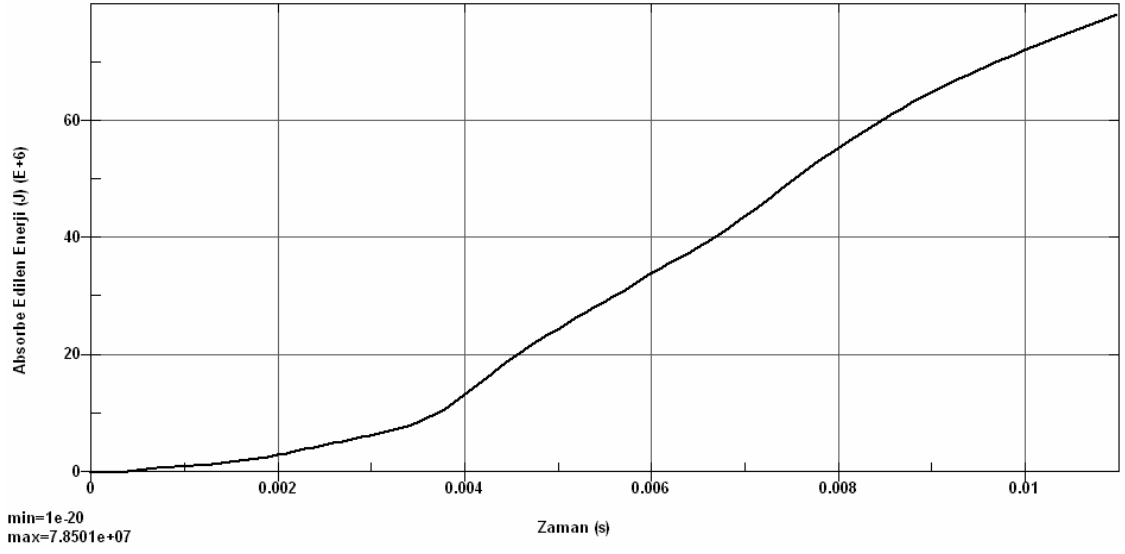


Şekil 5.122. %100 offset n=3, t=3 mm için tepki kuvveti değişimi

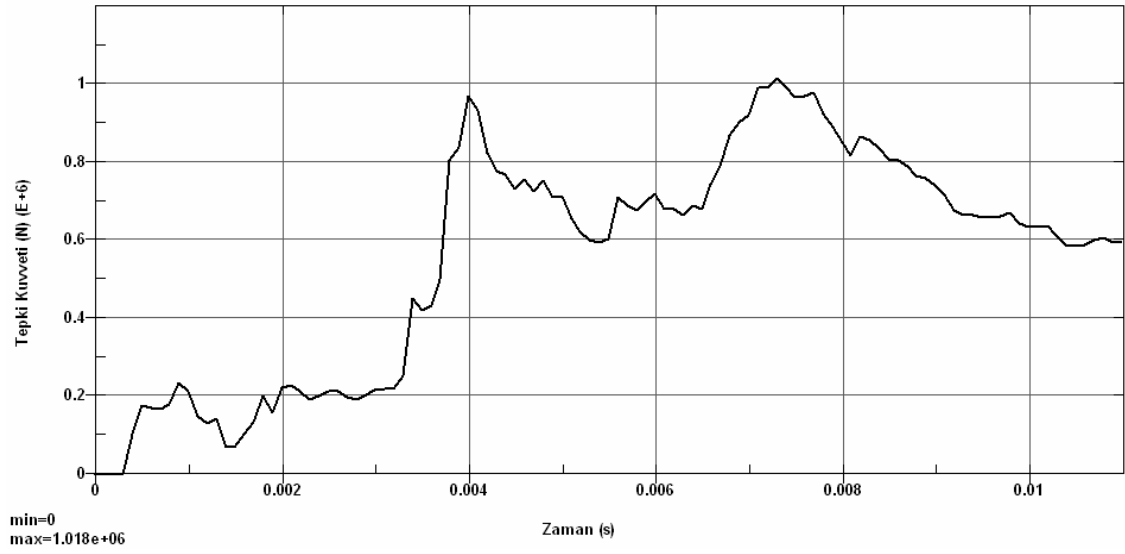
### 5.2.19. %100 offset n=3, t=4 mm için analiz sonuçları



Şekil 5.123. %100 offset n=3, t=4 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.124. %100 offset n=3, t=4 mm için absorbe edilen enerji değişimi

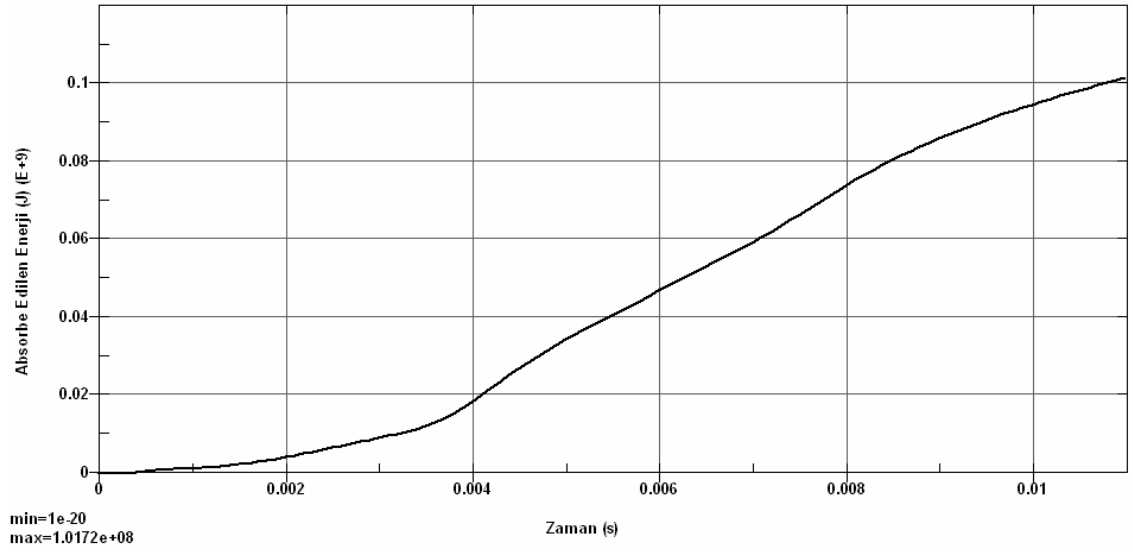


Şekil 5.125. %100 offset n=3, t=4 mm için tepki kuvveti değişimi

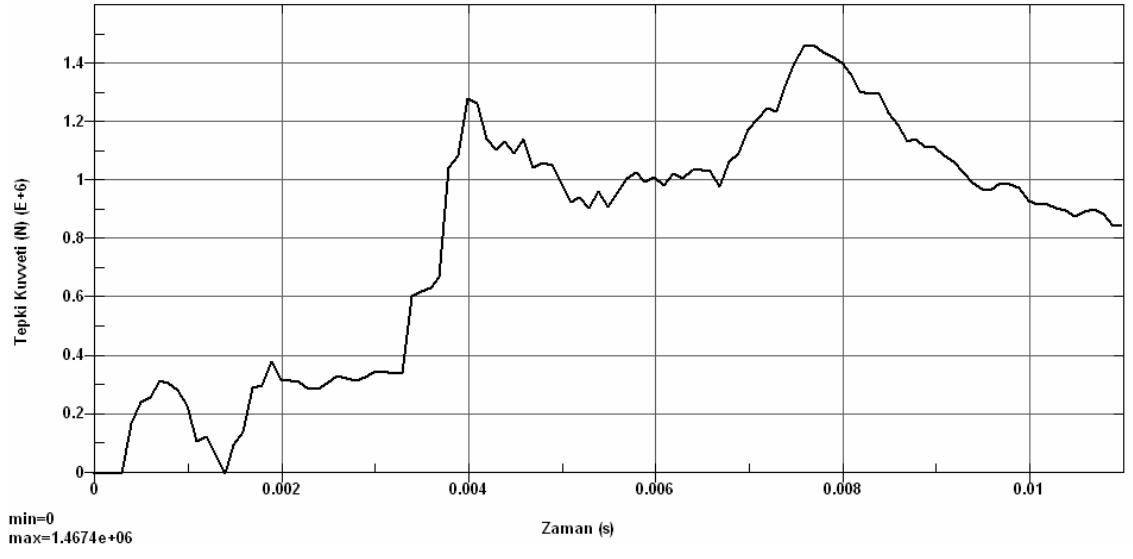


**5.2.20. %100 offset n=3, t=5 mm için analiz sonuçları**

Şekil 5.126. %100 offset n=3, t=5 mm için darbe emici katlanma formu



Şekil 5.127. %100 offset n=3, t=5 mm için absorbe edilen enerji değişimi



Şekil 5.128. %100 offset n=3, t=5 mm için tepki kuvveti değişimi

## 6. BOYUT OPTİMİZASYONU

Taşıt tasarım sürecinde minimum maliyetli ürünler üretmek için tasarım aşamasında optimum tasarım çalışmaları yapılarak prototip imalatı ve test işlemleri minimize edilir. Yapısal optimizasyon yöntemleri kullanılarak, ilk tasarım adımlarında ortaya çıkan modellerin optimum geometrileri belirlenir ve minimum maliyetli ürünler elde edilir. Ürünlerin optimum tasarımı için boyut, şekil, topoloji ve topografya optimizasyonu vb. sayısal optimizasyon algoritmaları geliştirilmiştir. Bu çalışmada, tampon ve darbe emici ağırlığının minimizasyonu için sac malzemenin optimum et kalınlığının bulunması amacıyla boyut optimizasyonu yöntemi uygulanmıştır.

Genel bir optimizasyon problemi şu şekilde ifade edilebilir;

$$\begin{aligned} \text{Amaç fonksiyonu} & : f(x) \\ \text{Kısıtlayıcı fonksiyonlar} & : G_i x = 0 \quad i=1, \dots, m_e \\ & G_i(x) \leq 0 \quad i=m_e+1, \dots, m \\ & x_l \leq x \leq x_u \end{aligned}$$

Geliştirilen klasik optimizasyon yöntemlerinin uygulanması için amaç fonksiyonu ve kısıtlayıcı fonksiyonların analitik olarak ifade edilmesi gerekir. Ancak çarpışma problemi gibi lineer olmayan analizler için bu fonksiyonların çıkarılması zor hatta imkânsızdır. Bu tür problemler için Deney Tasarımı yöntemi ile parametrelerin alt ve üst sınırları arasında sistematik olarak belirlenen deney sayısı kadar çözüm yapılır ve elde edilen sonuçlardan tasarım parametrelerine bağlı olarak eğri uydurma yöntemi ile analitik fonksiyonlar oluşturulur. Bu fonksiyonlar optimizasyon problemi tanımında kullanılır ve uygun bir yöntem ile çözülür.

Bu çalışmada sırasıyla %40 ve %100 offset için darbe emici üzerinde yerel burkulma başlatıcı bölge sayısı  $n$  ve sac et kalınlık değeri  $t$  için alt ve üst sınırlar içinde tüm kombinasyonlar için analizler yapılarak absorbe edilen enerji ( $E$ ), maksimum tepki kuvveti ( $F_{\max}$ ) ve maksimum ivme ( $a_{\max}$ ) değerleri bulunmuştur. %40 offset için yapılan

çarpışma analizleri sonucunda elde edilen absorbe edilen enerji ve maksimum tepki kuvveti değerleri Tablo 6.1' de verilmiştir.

Tablo 6.1.  
%40 offset için deney parametreleri ve çözüm sonuçları

n	t (mm)	E(10 <sup>6</sup> J)	F <sub>max</sub> (N)	n	t (mm)	E(10 <sup>6</sup> J)	F <sub>max</sub> (N)
0	1	4,21	79097	2	1	4,23	62433
0	2	13,59	221430	2	2	13,43	186850
0	3	25,46	433960	2	3	26,23	352080
0	4	42,27	703250	2	4	42,00	522700
0	5	57,51	1004200	2	5	57,61	797700
1	1	4,09	76776	3	1	4,05	57873
1	2	13,23	207040	3	2	13,71	175270
1	3	25,54	367910	3	3	26,71	366870
1	4	40,79	601620	3	4	42,15	638140
1	5	55,37	806420	3	5	58,03	818000

Tablo 6.1' deki değerlere göre; burkulma başlatıcı bölge sayısı arttıkça aynı et kalınlığı değeri için absorbe edilen enerjinin önemli bir değişim göstermediği, buna karşılık maksimum tepki kuvveti değerlerinde önemli bir düşüş meydana geldiği görülmektedir. Buradan burkulma başlatıcı bölgelerin özellikle çarpışma anında ortaya çıkan tepki kuvvetlerini azaltmada önemli rol oynadıkları sonucuna varılabilir. Bu yüzden bir sonraki adım olan boyut optimizasyonu aşamasında burkulma başlatıcı bölge sayısı n=3 alınmıştır. Yine bu tablodan aynı burkulma başlatıcı bölge sayısı için et kalınlığı arttıkça absorbe edilen enerjinin arttığı görülmektedir.

Boyut optimizasyonu probleminin tanımında kullanılacak toplam ağırlık, absorbe edilen enerji ve maksimum tepki kuvveti için elde edilen değerlerden geçen polinom denklemleri eğri uydurma yöntemi ile tanımlanmıştır. Eğri uydurma işleminde polinom derecesi değiştirilerek en uygun polinom dereceleri seçilmiştir. Her üç eğri (minimum ağırlık, maksimum tepki kuvveti ve absorbe edilen enerji fonksiyonları) için de

determinasyon katsayısı  $R^2=1$ ' dir. Bu da seçilen eğrilerin verilere tam olarak uyduğunu göstermektedir.

Optimizasyon probleminde amaç toplam kütlenin minimizasyonu ve kısıtlar olarak da maksimum tepki kuvveti ve absorbe edilen enerji alınmıştır. Kısıtların sınır değerleri tüm araç modeli incelenmediğinden keyfi olarak seçilmiştir. Buna göre %40 offset için optimizasyon problemi;

amaç: min ağırlık  $w(t)=4.5284 t-0.0001 \text{ kg}$

kısıtlar:

maksimum tepki kuvveti  $F_{\max}(t)=-7356.1 t^4+74472 t^3-225830 t^2+383922 t-167335 < 500 \text{ 000 N}$

absorbe edilen enerji  $E(t)=(-0.0461 t^4+0.3114 t^3+0.9576 t^2+5.2941 t-2.4595) 10^6 > 30 10^6 \text{ J}$

tasarım parametresi:  $1 \leq t \leq 5 \text{ mm}$

şeklinde tanımlanır.

Bu optimizasyon probleminin çözümü için Matlab programı içinde fmincon fonksiyonu kullanılmış ve optimum t kalınlık değeri olarak 3.23 mm bulunmuştur. Bu kalınlık değeri için darbe emicilerle birlikte ön tampon kütlesi istenilen kısıtları sağlayacak şekilde toplam 14.61 kg olarak hesaplanmıştır. Böylece minimum ağırlığa sahip ancak istenilen miktarda enerji absorbe edebilen ve kritik maksimum tepki kuvvetinin altında kalabilen tampon ve darbe emicilerin optimum et kalınlığı belirlenmiştir.

Yukarıda izlenen yöntem %100 offset için de kullanılmıştır. Optimizasyon probleminde amaç toplam kütlenin minimizasyonu ve kısıtlar olarak da maksimum ivme ve absorbe edilen enerji alınmıştır. Kısıtların sınır değerleri tüm araç modeli

incelenmediğinden keyfi olarak seçilmiştir. Buna göre %100 offset için yapılan çarpışma analizleri sonucunda elde edilen absorbe edilen enerji ve maksimum ivme değerleri Tablo 6.2' de verilmiştir.

Tablo 6.2.  
%100 offset için deney parametreleri ve çözüm sonuçları

n	t (mm)	E(10 <sup>6</sup> J)	a <sub>max</sub> (N)	n	t (mm)	E(10 <sup>6</sup> J)	a <sub>max</sub> (N)
0	1	8,25	125330	2	1	8,36	89878
0	2	25,26	363520	2	2	27,63	313990
0	3	50,91	679400	2	3	51,53	597450
0	4	77,41	1200100	2	4	78,83	935340
0	5	98,46	1774400	2	5	101,01	1465600
1	1	8,57	118840	3	1	8,05	83430
1	2	26,51	357010	3	2	26,53	274280
1	3	50,72	696840	3	3	50,66	557500
1	4	76,85	1071400	3	4	78,50	999440
1	5	95,76	1386800	3	5	101,72	1432700

Tablo 6.2'deki değerlere göre burkulma başlatıcı bölge sayısı arttıkça aynı et kalınlığı değeri için absorbe edilen enerjinin önemli bir değişim göstermediği, buna karşılık maksimum ivme değerlerinde önemli bir düşüş meydana geldiği görülmektedir. Buradan burkulma başlatıcı bölgelerin çarpışma esnasında ortaya çıkan maksimum ivme değerlerini düşürdüğü sonucuna varılabilir. Bu yüzden bir sonraki adım olan boyut optimizasyonu aşamasında %40 offsette olduğu gibi burkulma başlatıcı bölge sayısı n=3 alınmıştır. Yine bu tablodan aynı burkulma başlatıcı bölge sayısı için et kalınlığı arttıkça absorbe edilen enerjinin arttığı görülmektedir.

Elde edilen üç eğri (minimum ağırlık, maksimum ivme ve absorbe edilen enerji fonksiyonları) için determinasyon katsayısı  $R^2=1$ ' dir. %100 offset için optimizasyon problemi;

amaç: min ağırlık  $w(t)=4.5284 t-0.0001 \text{ kg}$

kısıtlar:

maksimum ivme  $a_{\max}(t)=-9739.6 t^4+108454 t^3-361050 t^2+660916 t-315150 < 750000$   
mm/s<sup>2</sup>

absorbe edilen enerji  $E(t)=(-0.2675 t^4+2.354 t^3-4.6158 t^2+19.863 t-9.2805) 10^6 > 60 10^6$   
J

tasarım parametresi:  $1 \leq t \leq 5$  mm

şeklinde tanımlanır.

Optimizasyon sonucunda optimum et kalınlığı değeri 3.34 mm ve darbe emicilerle birlikte ön tampon toplam kütlesi 15.13 kg olarak bulunmuştur. Böylece minimum ağırlığa sahip ancak istenilen miktarda enerji absorbe edebilen ve kritik maksimum ivme değerinin altında kalabilen tampon ve darbe emicilerin optimum et kalınlığı belirlenmiştir. Benzer yaklaşım tüm araç için çarpışma modelleri tanımlanarak gerçekleştirilebilir. Ancak tüm araç modelinde eleman sayıları çok fazla olacağından optimizasyon tasarım parametrelerine bağlı olarak Deney Tasarımı yöntemi ile gerçekleştirilecek analiz sayılarının da fazla olacağı düşünülerek bu tür çözümler için yüksek kapasiteli bilgisayar donanımlarının gerekeceği açıktır. Uzun süren bu tür analizler için uygun çözüm ortamları Yüksek Performanslı Çözüm Merkezleridir.

## TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışma ‘‘Otomobil Ön Tampon Çarpışma Analizi ve Optimizasyonu’’ konusunda hazırlanmıştır. İlk önce konu ile ilgili kaynak araştırması yapılarak gerçekleştirilecek analizler için teorik altyapı edinilmeye çalışılmıştır. Ancak böyle bir çalışma hakkında tam anlamıyla bir kaynağa rastlanmamıştır. Bu tez raporunda çalışma için gerekli olan Otomobillerde Pasif Güvenlik Sistemleri, Araç Çarpışmalarında Genel Dinamikler, Araç Çarpışmalarında Ezilme Karakteristikleri, Araç Çarpışma Test ve Simülasyonları ve Boyut Optimizasyonu konularında bilgi verilmiştir.

Bu çalışmada araçlarda pasif güvenlik elemanlarından birisi olan ön tampon ve darbe emici modeli üzerinde çarpışma analizleri yapılmış ve darbe emiciler üzerinde burkulma başlatıcı bölgelerin etkisi incelenmiştir. Tampon ve darbe emiciler Catia yazılımında yüzey olarak modellenmiş, Hypermesh yazılımında sonlu elemanlar modelleri oluşturularak sınır şartları uygulanmış ve Ls-Dyna yazılımında dinamik çarpma testleri yapılmıştır. Boyut optimizasyonu için Deney Tasarımı metodu ile optimizasyon modeli oluşturulmuştur. Matlab yazılımında ise bu model çözdürülmüştür.

Darbe emicilerin ön tampon üzerindeki yerleri gerçeğe uygun şekilde seçilmiştir. %40 ve %100 offsetli çarpışma modelleri için analizler yapılmıştır. Analiz sonuçlarına dayanarak burkulma başlatıcı bölge sayısının absorbe edilen enerji miktarına önemli derecede etkisi görülmemiş, ancak maksimum tepki kuvveti ve maksimum ivme değerlerini azalttığı sonucu çıkarılmıştır. Ayrıca düşük araç ağırlıkları için minimum ağırlık için optimum sac et kalınlığı belirlenmiştir. Uygulanan yöntem tüm araç modeli için daha yüksek hesaplama kapasitesine sahip alt yapıda çözdürülerek gerçek çarpışma şartları göz önüne alınabilir.

Diğer araştırmacıların yaptığı çalışmalardan farklı olarak bu çalışmada aşağıdaki hususlar dikkate alınmış ve benzer çalışmalara katkıda bulunulmuştur;



- Sadece darbe emiciler değil, tampon da modellenmiş ve enerji absorpsiyonuna katkıda bulunduğu dikkate alınmıştır,
- Darbe emiciler üzerinde imalatı kolay ve farklı sayıda katlanma başlatıcı geometriler kullanılmış ve optimum sayıda katlanma başlatıcı geometri seçilmiştir,
- Çarpışma istatistiklerine uygun olarak %40 ve %100 offsetli çarpma modeli oluşturulmuştur,
- Optimizasyon amaç fonksiyonu olarak araç yakıt sarfiyatını azaltmaya yönelik minimum ağırlık seçilmiştir.

## KAYNAKLAR

AVRALIOĞLU, Z. 1977. İstatistik. Ankara. s.254-256.

ÇETİNKAYA, S. 2000. Trafik Güvenliği Açısından Taşıt Güvenlik Sistemleri. Politeknik Dergisi, G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Dergisi, 1 (3): 7-16.

GIESS, M., J. TOMAS. 1998. Improving safety performance in frontal collisions by changing the shape of structural components. *Proceedings of the 16th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, Ontario, Canada, May 31-June 4.

<http://www.obitet.gazi.edu.tr/>, Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: ISOFIX Sistemi.

<http://www.porsche.com.tr/Modeller/911/CarreraCabrio/guvenlik.aspx>, Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: Güvenlik.

[http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava\\_yastik/hava\\_yastiklari1.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/hava_yastik/hava_yastiklari1.htm), Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: Hava Yastığı Teknoloji Eğilimleri.

<http://www.volvocars.com.tr/Models/Volvo-C70/default.htm>, Erişim Tarihi:9.3.2008. Konu: Devrilmeye Karşı Koruma Sistemi.

<http://www.volvocars.com.tr/campaigns/MY08/AllNewV70/OpenDoors/default.htm>, Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: Yan Darbe Koruma Sistemi.

<http://www.euroncap.com/history.aspx>, Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: Euro NCAP Araç Çarpışma Testleri Tarihçesi.

<http://www.euroncap.com/tests/frontimpact.aspx>, Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: Önden Çarpma Testi.

<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/106f41f7-d486-46bf-bfbc-80fb4c79f679/side-impact.aspx>, Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: Yandan Çarpma Testi.

<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/90769bbc-bb74-4129-a046-e586550c3ece/pole-impact.aspx>, Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: Yandan Çarpma Kafa Koruma Testi.

<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/cec92835-f082-4bd4-b4a3-2958ec66cbee/child-protection.aspx>, Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: Çocuk Yolcu Koruma Testi.

<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/ed4ad09d-1d63-4b20-a2e3-39192518cf50/pedestrian-protection.aspx>, Erişim Tarihi: 9.3.2008. Konu: Yaya Güvenliği Testleri.

HUANG, M. 2002. *Vehicle Crash Mechanics*. CRC Press, p.162-171.

LEE, S., C. HAHN, M. RHEE, J-E. OH. 1999. Effect of triggering on the energy absorption capacity of axially compressed aluminum tubes. *Materials and Design*, 20: 31-40.

NAKAZAWA, Y., K. TAMURA, M. YOSHIDA, K. TAKAGI, M. KANO. 2005. Development of crash-Box for passenger car with high capability for energy absorption. *VIII. International Conference on Computational Plasticity*, Barcelona, Spain.

TARIGOPULA, V., M. LANGSETH. 2005. An experimental and numerical study of energy absorption in thin-walled high-strength sections. *WIT Transactions on Engineering Structures*, 49: 495-507.

YAMAZAKI, K., J. HAN. 1999. Maximization of the crushing energy absorption of stiffened and unstiffened square tubes. *3rd WCSMO, World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization*.

YAMAZAKI, K., J. HAN. 2000. Maximization of the crushing energy absorption of cylindrical shells. *Advances in Engineering Software*, 31: 425-434.

## EKLER

### EK-1

#### Determinasyon Katsayısı

Regresyon doğrusunun gözlemlere ne ölçüde uyduğunu ortaya koyan göstergelerden biri determinasyon katsayısı (coefficient of determination) dır. Gözlenen  $y_i$  değerlerinin ortalama  $y$  değerinden farklarının karelerinin toplamına regresyon analizinde toplam kareler toplamı (sum of total squares) denilir. Toplam kareler toplamını  $SS_T(y,y)$  ile gösterirsek:

$$SS_T(y,y) = \sum_1^n (y_i - \bar{y})^2$$

Bunun gibi

$$SS_R = \sum_i (\hat{y}_i - \bar{\hat{y}})^2, \quad \bar{\hat{y}} = \frac{1}{n} \sum_i \hat{y}_i$$

tanımlanabilir ki buna da regresyonla açıklanan kareler toplamı denilir.  $\bar{\hat{y}} = \bar{y}$  olduğundan

$$SS_R = \sum_i (\hat{y}_i - \bar{y})^2$$

olarak yazılabilir. Hata kareler toplamı

$$SS_E = \sum_i (y_i - \hat{y}_i)^2$$

ile ifade edilir. Bu üç kareler toplamları arasında şu ilişki vardır:

$$SS_T(y,y) = SS_R + SS_E$$

Regresyon doğrusunun gözlemlere uygunluk derecesi yüksek olduğunda  $SS_E$  küçük olacaktır. Mesela serpme diyagramındaki her nokta regresyon doğrusu üzerinde olsaydı  $SS_E = 0$  olacaktı.

Gözlenen  $y$  değerlerindeki farklılıkların bir ölçüsü olan  $SS_T(y,y)$  nin bu şekilde ikiye ayrılması şöyle yorumlanır:  $y'$  ler arasındaki farklılıkların bir kısmı regresyonla açıklanabilmektedir, bir kısmı ise regresyonla açıklanamamaktadır.

Regresyonun başarısı, açıklanabilen kısmın büyüklüğüne (ve dolayısıyla  $SS_E$ ' nin küçüklüğüne) bağlıdır. İşte  $SS_R$ ' nin  $SS_T(y,y)$  içindeki nispetine determinasyon katsayısı denilir. Determinasyon katsayısı  $R^2$  ile gösterilir ve

$$R^2 = \frac{SS_R}{SS_T(y,y)} = 1 - \frac{SS_E}{SS_T(y,y)}$$

$R^2$ , 0 ile 1 arasında bir değerdir. Eğer gözlemlerin hepsi regresyon doğrusu üzerinde ise  $R^2 = 1$  olur. Regresyon doğrusu ile gözlemler arasındaki uyumsuzluk arttıkça  $R^2$  küçülür (Avralıoğlu 1977).

## ÖZGEÇMİŞ

1982 yılında Bursa' da doğdu. Lise öğrenimini Yabancı Dil Ağırlıklı Bursa Çelebi Mehmet Lisesi' nde tamamladıktan sonra 2001 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü' nde lisans eğitime başladı. 2003 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Endüstri Mühendisliği Bölümü' nde Yan Alan' a başladı. 2005 yılında Makine Mühendisliği Bölümü' nden bölüm ikincisi olarak mezun oldu. 2006 yılında Endüstri Mühendisliği Yan Alan programını bitirdi. 2006 yılında Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitime başladı. Halen yüksek lisans eğitime devam etmektedir.

**TEŐEKKÖR**

Tez konusunun belirlenmesi, kaynak araştırması, tezin desteklenmesi ve diğer konulardaki katkıları için değerli hocam ve danışmanım Yrd. Doç. Dr. Necmettin KAYA' ya teşekkür ederim. Maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen aileme teőekkürü bir borç bilirim.