

## OTOMOBİL ÖN TAMPON ÇARPIŞMA ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

*İsmail ÖZTÜRK\**  
*Necmettin KAYA\*\**

**Özet:** Bu makalede, %40 ofsetli 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 %40 ofsetli 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.

### Crash Analysis of Vehicle Front Bumper and Its Optimization

**Abstract:** The objective of this paper is to investigate the crash energy absorption of bumper-crash box system subjected to 40% offset impact loading. Nonlinear finite element model was 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 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.

## 1. GİRİŞ

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 önlemleri 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

\* Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 16059, Görükle, Bursa.

\*\* Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 16059, Görükle, Bursa.

yazılımında dinamik çarpma testleri yapılmıştır. Boyut optimizasyonu için Deney 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 kabineye daha az zarar gelmesi açısından ön tamponun arkasında darbe emiciler kullanılır. Darbe emiciler, aracın sahip olduğu kinetik enerjiyi, plastik deformasyona uğrayarak belli bir oranda sönmülürler. Darbe emici profillerin sönmülme 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, eksenel 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 kısalır (Nakazawa ve diğ., 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 yapılar katlanma başlatıcı geometrilerin yerleri konusunda çalışma yapılmış ancak optimizasyon kullanılmamıştır (Lee ve diğ., 1999). Silindirik kesite sahip ince cidarlı yapılar maksimum enerji absorpsiyonu için yanıt yüzey yöntemi ile yarıçap ve kalınlık parametrelerinin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir (Yamazaki ve Han, 2000). Üzerinde katlanma başlatıcı geometri bulunmayan konik yapılar darbe emicilerin maksimum enerji absorpsiyonu ve minimum tepki kuvvetine göre konik bölgenin şekli optimize edilmiştir (Chiandussi ve Avalue, 2002). Kompozit konik darbe emicilerin minimum amaç fonksiyonuna göre şekil optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Farklı açılarda çarpma senaryoları modellenmiştir (Lanzi ve diğ., 2004). Dairesel kesitli ve ince cidarlı alüminyum yapıların maksimum tepki kuvvetini düşürmeyi amaçlayan çalışmada yanıt yüzey metodu ile elde edilen model Matlab ile çözdürülmüştür (Zarei ve Kröger, 2006). Dairesel ve çentik tipindeki burkulma başlatıcı geometrilerin yanıt yüzey metodu ile optimizasyonu gerçekleştirilmiştir (Cho ve diğ., 2006).

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 ofsetli çarpma modeli oluşturulmuştur,
- Optimizasyon amaç fonksiyonu olarak araç yakıt sarfiyatını azaltmaya yönelik minimum ağırlık seçilmiştir.

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.

## 2. DİNAMİK ÇARPIŞMA ANALİZLERİ

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:

$$M \ddot{u} = P - I \quad (1)$$

Burada;

P: dış kuvvetleri,

I: eleman iç kuvvetleri,

M: kütle matrisini,

$\ddot{u}$  : ivmeyi

göstermektedir. t zamanı anında ivme değeri;

$$\ddot{u}_{(t)} = (M)^{-1} (P - I)_{(t)} \quad (2)$$

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

$$\dot{u}_{(t+\frac{\Delta t}{2})} = \dot{u}_{(t-\frac{\Delta t}{2})} + \frac{(\Delta t_{(t+\Delta t)} + \Delta t_{(t)})}{2} \ddot{u}_{(t)} \quad (3)$$

Düğüm noktalarındaki yerdeğiştirme değerleri ise;

$$u_{(t+\Delta t)} = u_{(t)} + \Delta t_{(t+\Delta t)} \dot{u}_{(t+\frac{\Delta t}{2})} \quad (4)$$

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:

$$\Delta t_{\text{kararlı}} = L/c \quad (4)$$

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;

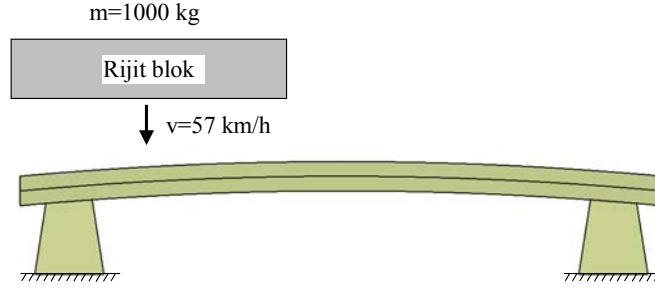
$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (5)$$

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.

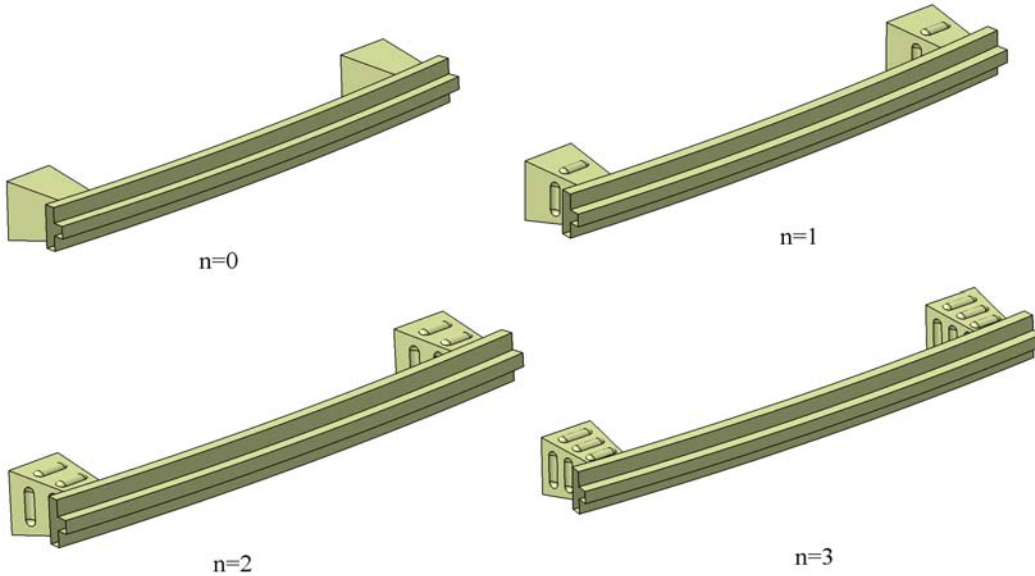
### 3. TAMPON ÇARPIŞMA ANALİZLERİ

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 ofsetli durum için çarpışma modeli oluşturulmuş ve analizler yapılmıştır. Çarpışma modeli şartları için, karşıdan gelen 57 km/h'lik hızla sahip bir araca eşdeğer rijit bir bloğun tampon modeline çarpması şeklinde ele alınmıştır. Şekil 1'de çarpışma modeli görülmektedir.



Şekil 1:  
%40 ofsetli çarpışma modeli.

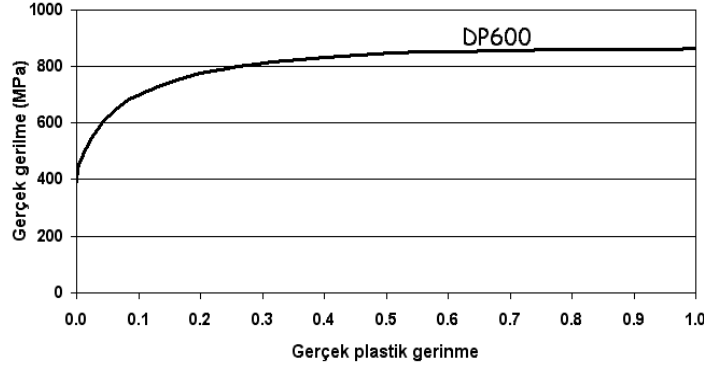
Darbe emiciler üzerinde burkulma başlatıcı bölgelerin, enerji absorpsiyonuna olan etkisini belirleyebilmek amacıyla Şekil 2'de verilen 4 adet model oluşturulmuş ve aynı sınır şartlarında çözülerek sonuçlar elde edilmiştir. Burkulma başlatıcı bölgeler, darbe emici geometri üzerinde girinti veya çıkıntı 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 2:  
Tampon ve darbe emici modelleri (n: burkulma başlatıcı bölge sayısı).

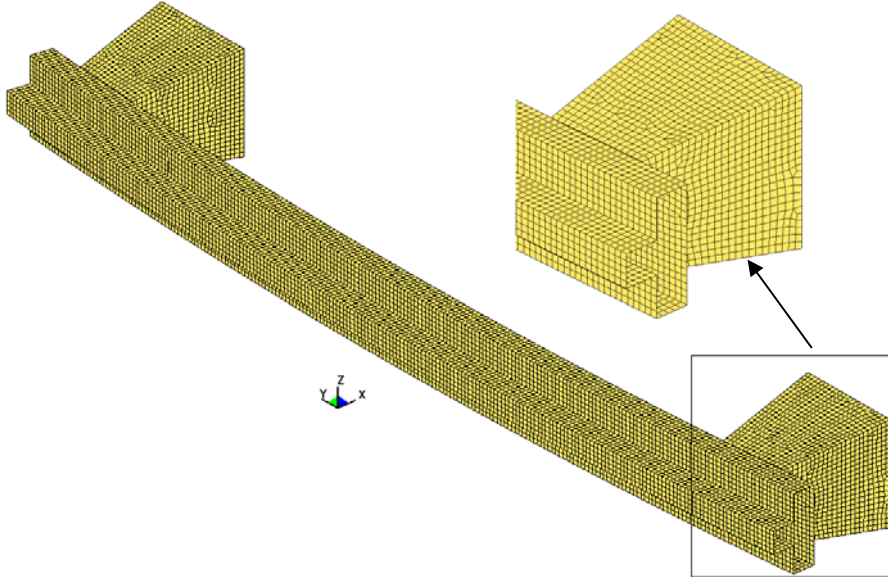
Tampon ve darbe emici modelleri sac malzemedен belirli et kalınlıklarında yapıldığından geometrik modelleri Catia yazılımında yüzey olarak oluşturuldu ve geometriler Hypermesh ortamına transfer edilerek burada elemanlara ayırma ve sınır şartlarının verilmesi işlemleri gerçekleştirildi. Her bir çarpma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

Tampon ve darbe emici modelinin malzemesi için yüksek mukavemetli çelik (DP600) seçilmiştir. Başlangıçta 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.



Şekil 3:  
Malzeme gerilme-gerilme diyagramı.

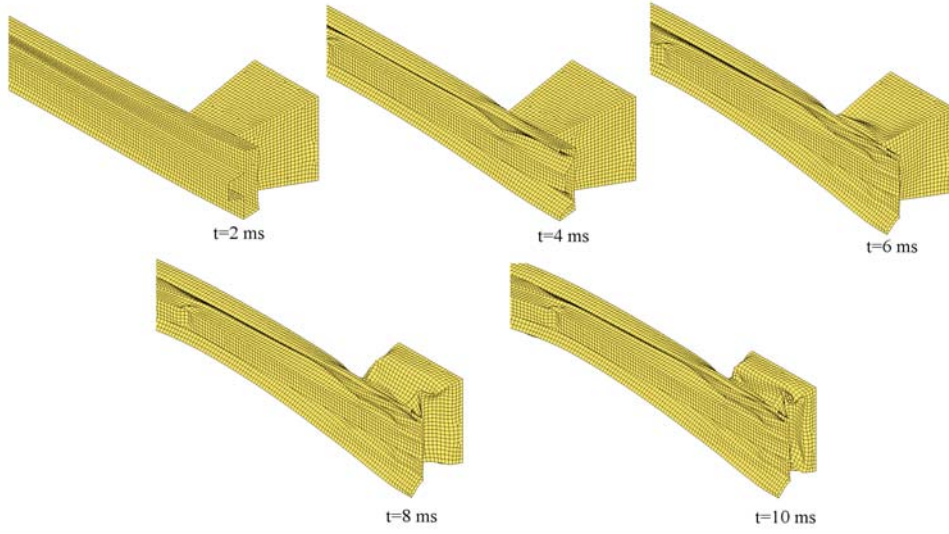
Tüm sac malzemeler için ortak özellikler; malzeme: DP600,  $\sigma_{ak}$ : 390 MPa, E: 210000 MPa, Poisson oranı: 0.3'tür. Analizler için toplam süre 10 ms olarak alınmıştır. DP600 malzemesi için gerilme-gerilme diyagramı Şekil 3'de görülebilir.



Şekil 4:  
Tampon ve darbe emici sonlu elemanlar modeli.

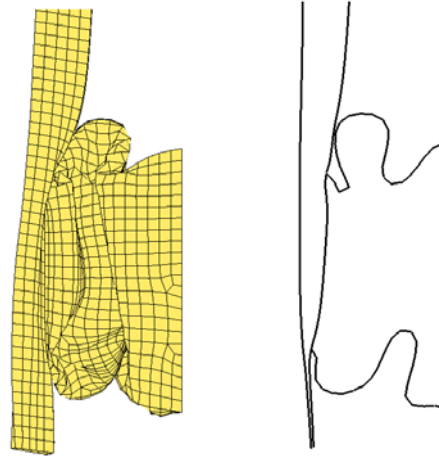
Sonlu elemanlar modelinde toplam 15303 kabuk eleman ve 15382 düğüm noktası mevcuttur. Şekil 4'de sonlu elemanlar modeli görülmektedir. Eleman tipi olarak kabuk yapısında Belytschko-Tsay tipi kullanıldı. Yapının deformasyonu sırasında kendi kendine temas etmesi durumu için temas tanımlamaları sürtünme katsayısı 0.08 alınarak yapıldı. Toplam 10 ms analiz için Pentium 3.0 GHz, 1 GB RAM donanımında çözüm süresi yaklaşık 15 dakikadır.

Sac malzeme et kalınlığı 1 mm için analiz süresi içinde farklı t zamanlarında deformasyon sonuçları Şekil 5'te 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:  
Çarpışma süresi boyunca deformasyon şekilleri.

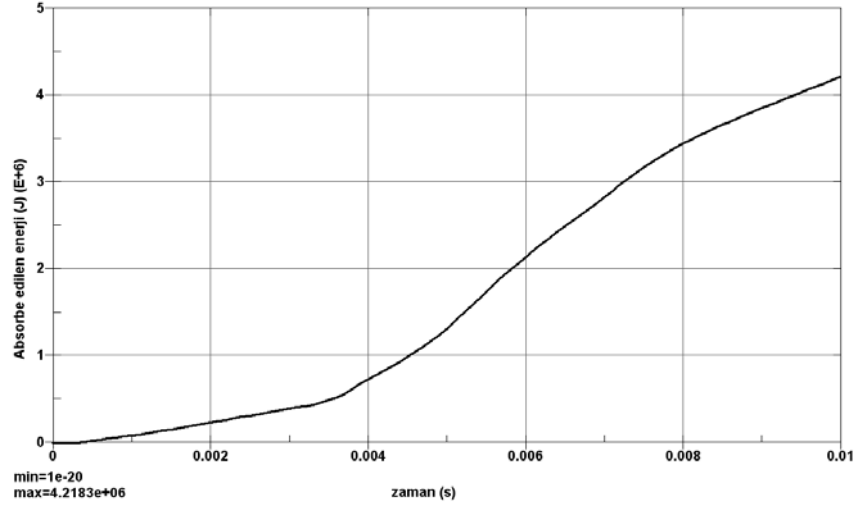
Çarpışma sürecinde tampon yüzeyleri birbirini üzerinde temas ettikten sonra darbe emici yerel burkulmalar ile iç içe katlanmak suretiyle deforme olmuştur ve bu durum Şekil 6'da açıkça görülmektedir.



Şekil 6:  
Darbe emici katlanma formu.

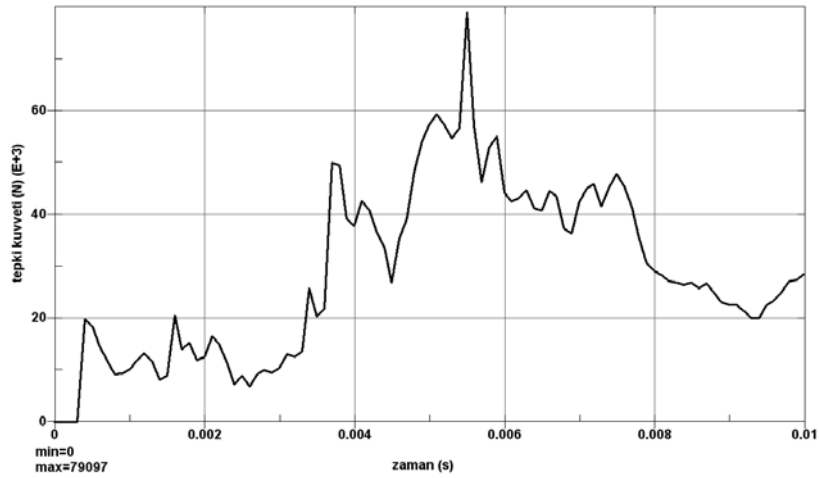
Darbe emicinin 10 ms'lik çarpışma süresi içinde absorbe ettiği enerji miktarı değişimi Şekil 7'de görülebilir. Tampondan sonra darbe emicinin kalıcı deformasyona başlaması ile beraber absorbe edilen enerjide önemli miktarda artış gözlenmiştir. Analiz edilen model için 10 ms'lik süre içinde absorbe edilen 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 alınır 10 ms'lik süre içinde toplam enerjinin yaklaşık %3.4'lük bölümü absorbe edilmiştir.

Çarpışma süreci boyunca absorbe edilen enerji miktarı değişimi Şekil 7'de görülebilir.



Şekil 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 8'de verilmiştir.



Şekil 8:  
Maksimum 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 alınır, maksimum ivme değeri de güvenlik açısından düşünülmesi gereken diğer bir kriterdir. Bu çalışmada ivme değerleri bir parametre olarak incelenmemiştir.

#### 4. 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 veya yüzey uydurma yöntemi ile analitik fonksiyonlar oluşturulur. Bu fonksiyonlar optimizasyon problemi tanımında kullanılır ve uygun bir yöntem ile çözülür.

Bu çalışmada 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 ( $E$ ) ve maksimum tepki kuvveti ( $F_{\max}$ ) değerleri Tablo I.'de verilmiştir.

**Tablo I.**  
**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 I'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.

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

Optimizasyon probleminde amaç toplam kütlemin 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 optimizasyon problemi;



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

kısıtlar:

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

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

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. 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.

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada araçlarda güvenlik elemanlarından birisi olan tampon ve darbe emici modeli üzerinde çarpışma analizleri yapılmış ve darbe emiciler üzerinde burkulma başlatıcı bölgelerin etkisi incelenmiştir. % 40 ofsetli bir çarpışma modeli için analiz sonuçları verilmiş, burkulma başlatıcı bölge sayısının absorbe edilen enerji miktarına önemli derecede etkisi görülmemiş ancak maksimum tepki kuvvetini 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.

## 6. KAYNAKLAR

1. Nakazawa, Y., Tamura, K., Yoshida, M., Tagaki, K., Kano, M. (2005) Development of crash-box for passenger car with high capability for energy absorption, *VIII. International Conference on Computational Plasticity*, Barcelona, Spain.
2. Giess, M., Tomas, J. (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.
3. Tarigopula, V., Langseth, M. (2005) An experimental and numerical study of energy absorption in thin-walled high-strength sections, *WIT Transactions on Engineering Structures*, 49, 495-507.
4. Yamazaki, K., Han, J. (1999) Maximization of the crushing energy absorption of stiffened and unstiffened square tubes, *3rd WCSMO, World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization*.
5. Lee, S., Hahn, C., Rhee M., Oh J-E., (1999) Effect of triggering on the energy absorption capacity of axially compressed aluminum tubes, *Materials and Design*, 20, 31-40.
6. Yamazaki, K., Han, J. (2000) Maximization of the crushing energy absorption of cylindrical shells, *Advances in Engineering Software*, 31, 425-434.
7. Chiandussi, G., Avalor, M. (2002) Maximization of the crushing performance of a tubular device by shape optimisation, *Computers and Structures*, 80, 2425-2432.
8. Lanzi, L., Castelletti, L.M.L., Anghileri, M. (2004) Multiobjective optimisation of composite absorber shape under crashworthiness requirements, *Composite Structures*, 65, 433-441.
9. Zarei, H.R., Kröger, M. (2006) Multiobjective crashworthiness optimization of circular aluminum tubes, *Thin-walled Structures*, 44, 301-308.
10. Cho, Y-B., Bae, C-H., Suh, M-W., Sin, H-C. (2006) A vehicle front frame crash design optimization using hole-type and dent-type crush initiator, *Thin-walled Structures*, 44, 415-428.