	<b>SAKARYA ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ DERGİSİ</b> <i>SAKARYA UNIVERSITY JOURNAL OF SCIENCE</i>	
	e-ISSN: 2147-835X <b>Dergi sayfası:</b> <a href="http://dergipark.gov.tr/saufenbilder">http://dergipark.gov.tr/saufenbilder</a>	
	<u>Geliş/Received</u> 08-02-2017 <u>Kabul/Accepted</u> 04-05-2017	<u>Doi</u> 10.16984/saufenbilder.290776



## Enerji absorbe etme amaçlı deformasyon bileziği tasarımı

Bilal Cingöz, Yaşar Kahraman, Osman H. Mete, Kenan Genel\*

### ÖZ

Bu çalışma, enerji absorbe etme amaçlı, basit ve düşük maliyetli bir konik deformasyon bileziği tasarımı üzerine olup, bu çerçevede deformasyon bileziğinin düşük hızlarda çarpışma durumu için mevcut ezilme kutularının yerine kullanılabilirliği araştırılmıştır. Ele alınan problem 15 km/h hıza sahip B segmenti (~ 1000 kg) aracın duran bir cisme önden tam çarpma durumunda bilezik yapının radyal doğrultuda deformasyona uğratılmak suretiyle enerjinin plastik şekil değişimi ile absorbe edilmesidir. Tasarımı öngörülen yapının deformasyonu için gerekli kuvvetin, araç kolon deformasyon direncinden daha düşük olması önem arz etmektedir. Diğer taraftan hedeflenen enerji değerinin (4340 J) bileziğin deformasyonu esnasında absorbe edilmesi gerekmektedir. Gerçekleştirilen analiz ve deneysel çalışmalar sonucunda, bilezik yapının konikliği yanı sıra, özellikle bilezik genişliğinin uygulanan kuvvetin büyüklüğünü doğrudan etkilediği, bilezik malzemesinin mekanik özelliklerinin ise büyük şekil değişimleri altında bileziğin hasarlanmaması için dikkate alınması gerektiği anlaşılmıştır. Son olarak bu tür bir yapının geometrik özellikleri, ebatları ve malzeme özellikleri göz önüne alınarak, deformasyon enerjisinin maksimize edilmesinin mümkün olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** deformasyon bileziği, radyal deformasyon, sonlu elemanlar

## Design of energy absorption bracelet

### ABSTRACT

This study is about to design a simple and low-cost deformation bracelet. The main aim of the study is using the deformation bracelet instead of the crash-box for the low-velocity crashes. The investigated problem is trying to absorb the energy that occurs when a front crash of a B-segment car (~1000 kg) with 15 km/h velocity by radial plastic strain of the bracelet. One of the design parameters is that the force which is necessary for the plastic strain of the bracelet should be lower than the strength of the frame. On the other hand, the 4340 J energy of crash must be absorbed during the plastic strain of the bracelet. That has been observed with the results of analysis and the experimental studies, the width of the bracelet is effective too beside the conical degree on the force that applied during tests. In addition to large deformations, mechanical properties (yield, tensile stresses) of the bracelet material become important for not to be damaged. At the end, it has been understood that the deformation energy can be maximized by changing the geometrical size and the mechanical properties of the deformation bracelet.

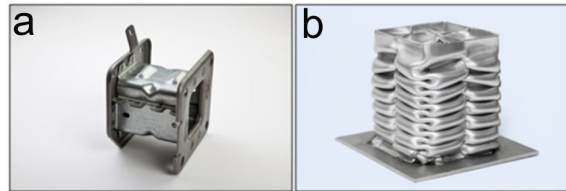
**Keywords:** deformation bracelet, radial deformation, finite element

\* Sorumlu Yazar / Corresponding Author

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Bilindiği gibi otomobil kazalarında sürücü ve yolcuların güvenliğinin sağlanması birinci önceliktir. Bu çerçevede hayati kayıpların ve/veya yaralanmaların önlenmesi veya azaltılmasında, tampon, ezilme kutusu gibi pasif koruma amaçlı parçaların çarpışma anında sergiledikleri enerji absorbe etme davranışı bu açıdan oldukça önemlidir. Bu amaçla önemli rol üstlenen ezilme kutusunun performansı geometrik özellikleri yanı sıra parçanın imal edildiği malzeme özellikleriyle de ilişkilidir. Korunması gereken yapının deformasyondan etkilenmemesi için, ezilme kutusunun kontrollü bir şekilde şekil değiştirmesi bir diğer önemli noktayı oluşturmaktadır. Dolayısıyla, hem absorbe edilen enerji değerini artırıcı, hem de deformasyonun kontrol edilmesine yönelik özel tasarımlar, farklı malzeme veya yeni uygulama teknikleri araç güvenliğinin artırılmasına doğrudan katkı sunacaktır.

Genel bir tasarımı Şekil 1a'da gösterilen ince cidarlı metalik malzemelerden imal edilen ezilme kutularının görevi, araçların düşük hızla (15 km/h) statik durumdaki rijit bir engele çarpması halinde yapısal elemanların korunarak deformasyonu yalnızca ezilme kutusu üzerinde toplayarak koruma sağlamaktır [2-4, 6]. Absorbe edilen enerji verimliliğinin artırılabilmesi için ezilme kutularının kompozit yapı tasarımı da (ezilme kutusunun içeriden ve dışarıdan takviye edilmesi durumu) son zamanlarda çalışılan konular arasındadır [1-7]. Bazı durumlarda, absorbe edilen enerjinin maksimize edilmesi amacıyla birden fazla elemanın bir arada kullanıldığı uygulamalar da mevcuttur (Şekil 1b). Literatürde yarı statik ve çarpışma koşulları için deneysel ve sayısal çalışmalar bulunmaktadır [8-9-10].



Şekil 1. Tetikleme geometrisine sahip ezilme kutusu (a) ve düzgün katlanmış dörtlü ezilme kutusu (b) (Crash box (a) and deformation behaviour (b))

Bununla birlikte, ezilme kutularında yaşanan en önemli sorunların başında, (a) deformasyonunu kontrollü bir şekilde gerçekleştirilmemesi ve (b) açılı çarpışma durumunda istenen katlanma rejiminin yakalanamamasıdır. Malzemenin homojenliğinin yanı sıra, tetikleme geometrisinin optimize edilmiş olması da bir diğer önemli konuyu oluşturmaktadır. Bu çalışmada, basit geometri ve düşük maliyetle üretilebilir, yüksek enerji absorbe etme kabiliyetine sahip konik bir deformasyon bileziği için bilezik genişliği ve kullanılacak çelik malzemenin, hem absorbe edilecek enerji değerine hem de deformasyon esnasında gelişen kuvvet üzerine olan etkisi incelenmiştir.

### 1.1. Problem Tanımı (Problem Definition)

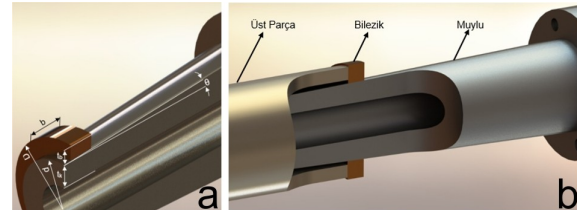
Ele alınan problem 15 km/h hıza sahip B segmenti (~1000 kg) aracın duran bir cisme önden tam çarpma durumunda bilezik yapının radyal doğrultuda deformasyona uğratılmak suretiyle enerjinin plastik şekil değişimi ile absorbe edilmesidir. Literatürde akma dayanımı 215 MPa olan çelikten üretilmiş ebatları 50x80 mm olan kare kesitli otomobil şasi ön

kolonlarda deformasyona başlatacak reaksiyon kuvveti 80 kN mertebelerinde olduğu rapor edilmektedir [11]. Dolayısıyla, tasarımı yapılacak olan konik bilezik yapının deformasyonu sırasında oluşan kuvvetin araç ön kolon deformasyon direncini aşmayacak şekilde konik muylu-bilezik sisteminin tasarlanması önem arz etmektedir. Bu amaçla tasarımda kolon akma kuvvetinin %85'ine karşılık gelen 68-70 kN maksimum kuvvet olarak seçilmiş ve ayrıca mümkün olduğunca kısa deplasman değerinde reaksiyon kuvvetinin 45-50 kN mertebesini ulaşması hedeflenmiştir. Buna göre, minimum 4340 J olan çarpışma enerjinin ağırlıklı olarak 45 kN ve 68-70 kN kuvvet değerleri arasında ve 10 cm geçmeyen bir deplasmanda deformasyonla absorbe edilmesi esastır. Bu kapsamda uygun geometri/büyükölçü ve malzemeye karar verilmesinde deneysel çalışmaların yanı sıra sonlu eleman analizlerinden de yararlanılmıştır.

## 2. SONLU ELEMAN (SE) ANALİZİ (FİNİTE ELEMENT (FE) ANALYSIS)

### 2.1. Ön Tasarım (Pre-design)

Ön tasarım geometrisi Şekil 2'de verilen deformasyon bileziğine ait ideal boyutlara, SE (Sonlu elemanlar) analizi sonuçları ve bu sonuçlara göre düzenlenecek deneysel çalışmalar neticesinde karar verilecektir. Bilezik boyutları kararının verilebilmesi için kritik noktaların irdelenmesi gerekmektedir. Analizlerde kullanılan parametreler Şekil 2 (a)'daki kesit üzerinde tanımlanmıştır. Tablo 1'de parametrik çalışmada bilezik için tanımlanan büyüklükler verilmiştir. Muylu malzemesi olarak yüzeyi indüksiyonla serleştirilmiş AISI 1045 çeliği kullanılmıştır. Kullanılan çelik malzemelerin çekme eğrileri bilgisayar kontrollü çekme cihazında gerçekleştirilen deneylerden elde edilmiştir. Çekme eğrileri ve bu eğriler kullanılarak belirlenen gerçek gerilme-gerçek birim şekil değişimi eğrileri Şekil 3'te toplu olarak verilmiştir.



Şekil 2. (a) Konik parça ve deformasyon bileziğine ait model kesiti D: bilezik iç çapı,  $th$ : bilezik kalınlığı,  $b$ : bilezik genişliği,  $\theta$ : koniklik açısı. (b) Bilezik, konik parça ve bileziğin konik yüzey üzerinde ilerlemesini sağlayan üst parça ((a) Cross-section of conical and deformation bracelet D: inner diameter of bracelet,  $th$ : thickness of bracelet,  $b$ : width of bracelet,  $\theta$ : conical angle. (b) Bracelet, conical part and upper part that provide the bracelet move on conical part)

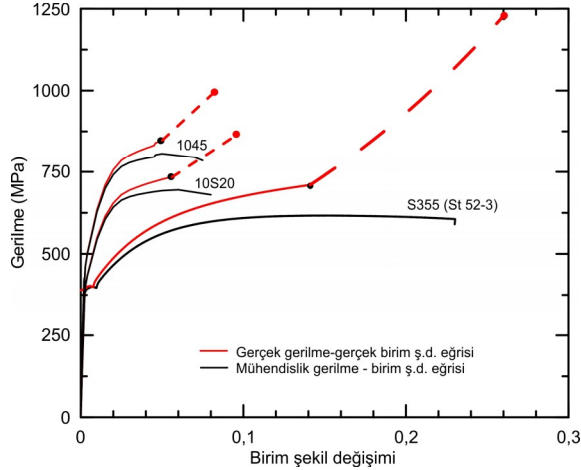
Tablo 1. Malzeme türü ve geometrik ölçüler (Material and geometrical size)

Parça	Malzeme	Koniklik	Alın Çap	Genişlik
		Açısı, $\theta$	Değeri, D/d[mm]	
Bilezik	10S20,	1.5	60/40	6, 8, 10,
	S355			12, 13,
	(St52-3),			14
	304			

SE analizlerinde ANSYS Workbench programının Explicit Dynamics modülü kullanılmıştır. Sırasıyla sistemin (muylu, konik bilezik, üst parça) modellenmesi, malzeme özelliklerinin, ağ yapısının oluşturulması, temas edecek olan yüzeylerde de kullanılacak kontak algoritmasının

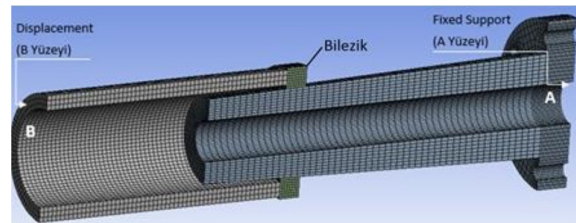
belirlenmesi, sınır şartlarının verilmesi, çözüm ve analiz sonuçlarının alınması gibi birçok işlem gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan modeller üzerinde deneysel çalışmalarla uyumlu ve gerçekçi sonuçlar elde edilinceye kadar değişiklikler yapılmış ve nihai model oluşturulmuştur. Analizde kullanılan çelik malzemeler için  $E=210$  GPa,  $\nu=0,29$  alınmıştır. Elasto-plastik hesaplama yapılacağından dolayı “Multilinear Isotropic Hardening” malzeme modeli kullanılarak malzemelerin gerçek gerilme-birim şekil değişimi eğrileri (Şekil 3) hesaplarda kullanılmıştır.



Şekil 3. Analizlerde kullanılan çeliklerin çekme eğrileri -AISI 1045 çeliği muylu malzemesi- (Stress-strain curve of steels, used in analysis -AISI 1045 steel is for conical part)

Muylu ve bilezik modellerinde ağ yapısı metodu olarak “MultiZone” kullanılmış ve düzensiz eleman dağılımı nedeniyle yüzeylere “Face Meshing” uygulanmıştır. Sonuçların yeteri hassasiyette elde edebilme için deformasyonu incelenen bileziğin elemanları nispeten daha küçük boyutlarda (0,5-1,5mm) oluşturulmuştur. Buna göre, oluşan ağ yapısının ortalama 80.000-120.000 eleman içerdiği görülmüştür. Sürtünmeden kaynaklı oluşan kuvvet ve radyal yöndeki deformasyon davranışının belirlenebilmesi için, analizlerde “Contact” ilişkisi en önemli adımı oluşturmaktadır. Sürtünme katsayısı çelik-çelik (gres yağlı) yüzeyler için 0,12 seçilmiştir. Oluşturulan analiz modelinin sınır şartları ise Şekil 4’deki gibi tanımlanmıştır.



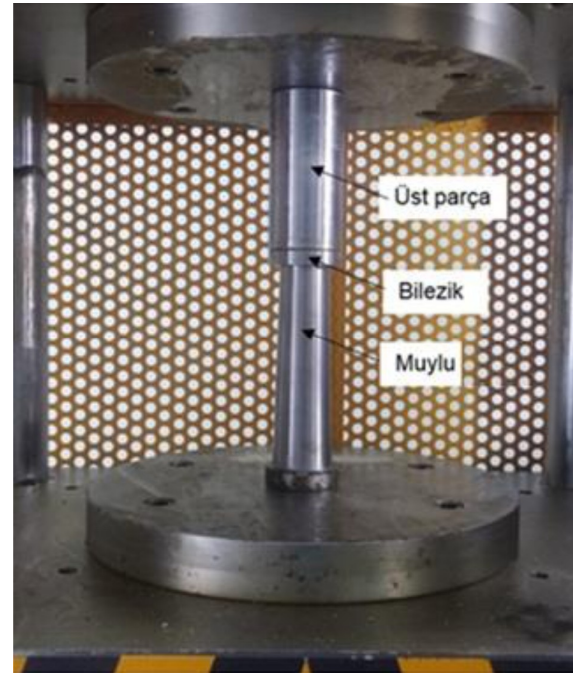
Şekil 4. Tasarıma ait SE modeli ve analiz sınır şartları (FE model and boundary conditions of design)

Temas yüzeyi muylu ile aynı koniklikte işlenmiş olan bileziğin muylu üzerinde aksel hareketi ile radyal yönde plastik deformasyon oluşmaktadır. Üst parça (Şekil 2b) kullanılarak bileziğin konik muylu üzerindeki yer değiştirmesi deplasman kontrollü olarak sağlanmıştır. Hesaplamalarda rijit kabul edilen muylu parçası her üç yönde dönme ve öteleme yapmayacak şekilde, üst parça ise aksel olarak serbest bırakılacak şekilde sınır şartları uygulanmıştır (Şekil 4). Analiz

sonucunda kontak algoritmalarından alınan kuvvet bilgileri ile kuvvet deplasman değerleri elde edilmiştir.

### 3. DENEYSEL ÇALIŞMA (EXPERIMENTAL STUDY)

Ön çalışmalar sonuçlarına göre, imalatı gerçekleştirilen bilezik ve konik muylu Şekil 5’de verilen deney düzeneği kullanılarak düşey doğrultuda sabit ilerleme hızı altında test edilmiştir. Deneysel sonuçlar saniyede 5 veri (kuvvet-deplasman çifti) okuyabilen 25 ton kapasiteli hidrolik preste yapılmıştır. Deneysel öncesi muylu ve bilezik yüzeyleri gresle yağlanmıştır. Deneysel sırasında elde edilen kuvvet-deplasman veri çiftleri kaydedilerek grafikler oluşturulmuştur.

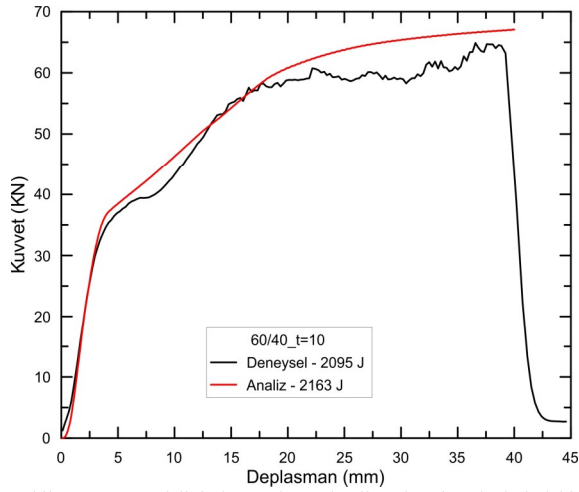


Şekil 5. Deneysel düzeneği (Experimental set-up)

### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

#### 4.1. Bileziğin SE Analizi ve Doğrulama Çalışması (FE Analysis Of Bracelet And Verification)

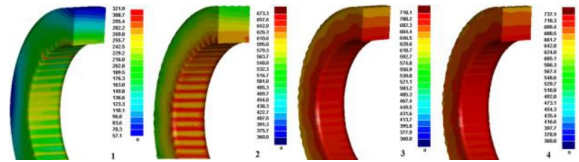
Bu kısımda 10 mm genişliğinde, 60/40 (dış/iç çap) ölçülerindeki deformasyon bileziklerin söz konusu sınır şartları için analizleri yapılmış ve deney sonuçları dikkate alınarak modelin doğrulanma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Şekil 6’da verilen grafikten, genel olarak analiz sonuçlarına ait eğrinin, deneyde elde edilen eğri karakteristiğine sahip olduğu, dolayısıyla da absorbe edilen enerji miktarı bakımından kabul edilebilir doğruluğa sahip olduğu anlaşılmaktadır. Eğriden, 35 kN değerine kadar sergilenen elastik davranışın analiz tarafından da başarılı bir şekilde hesaplanabildiği, elasto-plastik bölgede ise deneysel verilerin kabul edilebilir sapma ile sağlanabildiği görülmektedir. Buna göre, deneysel olarak elde edilen sonuçlardan modellemeye izlenen yöntemin genel olarak uygun olduğunu söylemek mümkündür.



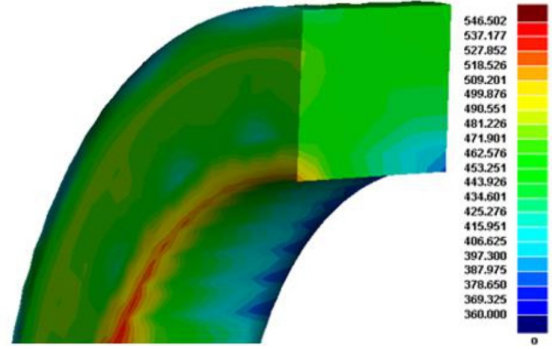
Şekil 6. 10 mm genişliğinde, 1,5 derece konik açılı 60/40 ölçülerindeki 10S20 çeliğinden işlenmiş deformasyon bileziği için deneysel ve analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-deplasman eğrileri (Force-displacement curves of 10 mm width of deformation bracelets -manufactured from 10S20 steel- have 1,5 degree of conical and 60/40 geometrical size)

Kuvvet-deplasman grafiği üzerinde, belirli deplasman değerleri için deformasyon bileziği kesitinde oluşan eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 7'de verilmiştir. Malzeme akma dayanımının 360 MPa olduğu dikkate alınır, şekilden anlaşılacağı üzere, Şekil 7a'da bilezikteki gerilmenin akma sınırının altında kaldığı, Şekil 7b de (15 mm) bilezik kesitinin tamamen aktığı, Şekil 7c - 7d de görüldüğü gibi gerilmenin yükselmesine devam ettiği anlaşılmaktadır. Burada önemli bir nokta, muylu-bilezik iç yüzey teması bilezik iç yüzeyindeki eşdeğer gerilmenin dış yüzeye göre daha yüksek bir değer almasına yol açmasıdır. Ayrıca kuvvet-deplasman grafiğinde yaklaşık 35 kN değerinden sonra, eğrideki yükseliş hızının azaldığı dikkat çekmektedir.

Şekil 7'ye ek olarak malzeme akma dayanımının eşik gerilme kontörü olarak alınarak oluşturulan Şekil 8'deki gerilme dağılımı incelenirse, cidarın dış yüzeyinde etkin olan gerilmenin deplasmanla artarak akma alanını genişlettiği ve 10 mm deplasmanda akmanın tüm kesite yayıldığı sonucuna varılmaktadır. Dolayısıyla 35 kN sonrası eğri eğiminin azalması parçada plastik şekil değişiminin etkin bir şekilde başladığı, yaklaşık 46 kN değerinde tüm kesite yayıldığı ve sonrasında çeliğin pekleşme davranışıyla orantılı olarak eğrinin yükselmesine devam ettiği şeklinde açıklanabilir.

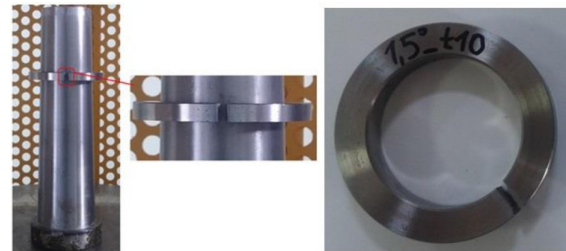


Şekil 7. Çeşitli deplasman değerleri için bilezikte oluşan eşdeğer gerilme (Von Mises) dağılımı. Çeliğin akma sınırı 360 MPa. Deplasman değerleri, (a) 1,5 mm, (b) 15 mm, (c) 30 mm, (d) 40 mm (Equivalent stress (Von Mises) distribution of deformation bracelet for some specific displacement. Yield strength of the steel is 360 MPa. Displacements are: 1:1,5 mm, 2:15 mm, 3:30 mm, 4: 40 mm)

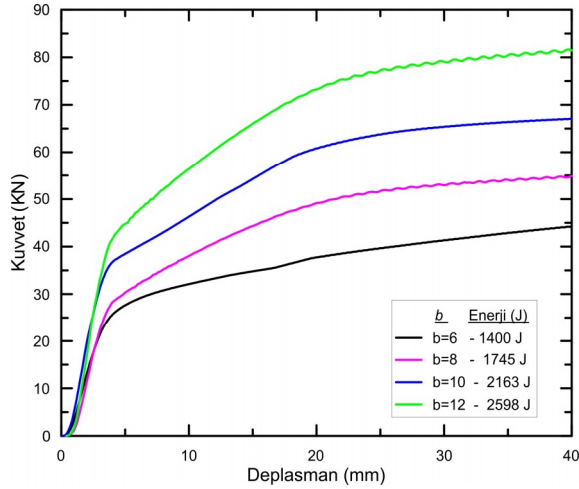


Şekil 8. Deplasman değerinin 10 mm olduğu durum için bilezikte oluşan eşdeğer gerilme dağılımı (Equivalent stress distribution of the bracelet for 10 mm of displacement)

Analiz ve deney sonuçlarının irdelenmesiyle ilgili olarak aşağıdaki kritik noktalara ulaşılmıştır. Bileziğin uygulanan kuvvetin etkisiyle çap doğrultusunda öncelikle elastik davranış sergilediği, daha sonra plastik deformasyona uğrayarak kuvvetin 65 kN'u aşarak artan deplasmanla kırılma gösterdiği oldukça düşük deplasman altında (yaklaşık 40 mm) hasarın kırılma ile oluşması, çeliğin yetersiz sünekliğe sahip olduğunu açık bir şekilde göstermektedir (Şekil 9). Elde edilen kuvvet değeri makul görünmekle birlikte, 2095 J'luk enerji değeri hedeflenen enerji değerinin oldukça altında kaldığı anlaşılmıştır. Daha önemlisi malzeme davranışı itibarıyla kırılmanın oluşmuyup, aşırı deformasyonun etkisinde parçanın işe yaramaz hale gelmesi istendiğinden, burada kullanılacak çeliğin dayanımın yanı sıra, süneklik değerlerinin de yeterince yüksek olması gerektiği anlaşılmıştır. Hedeflenen enerji değeri için malzeme değişikliğine gidilmesinin yanı sıra, dikkat edilmesi gereken bir diğer konu, bilezik genişliğinin irdelenmesidir. Bilezik genişliğinin eğri üzerine etkisini araştırmak üzere aynı malzeme için, sınır şartları aynı kalmak kaydıyla farklı genişlikteki modeller ile yapılan analiz sonuçları neticesinde elde edilen kuvvet-deplasman eğrileri Şekil 10'da toplu olarak verilmiştir. Buna göre, beklendiği üzere bilezik genişliği kuvvet değeri üzerinde belirgin bir artışa yol açmakta, genişliği artırılan her bir numune için ortalama %23 oranında kuvvetin yükseldiği, ancak buna karşın enerji değerindeki artışın beklentileri karşılamadığı görülmektedir.

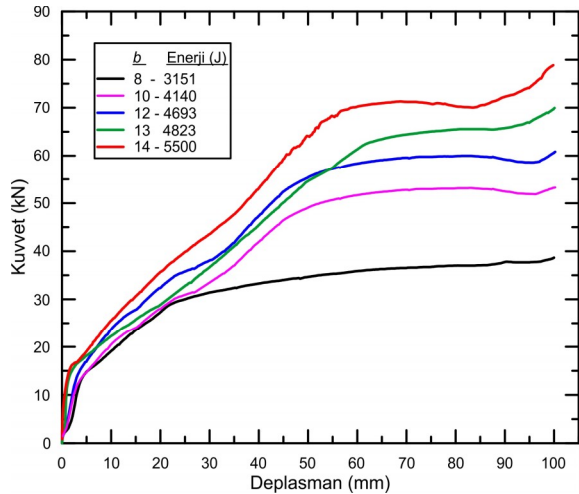


Şekil 9. Deney sırasında hasarlanmış deformasyon bileziğinin genel ve detay görünümü (Damaged bracelet during experiment and its detailed view)



Şekil 10. Farklı genişlikteki 1,5 derece konik açılı 60/40 ölçülerindeki 10S20 çeliğinden işlenmiş deformasyon bileziği için analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-deplasman eğrileri (Force-displacement curves of various width of deformation bracelets -manufactured from 10S20 steel- have 1,5 degree of conical and 60/40 geometrical size)

Çalışmanın devamında, daha yüksek sünekliliğe sahip S355 (St 52-3) çeliğinin Tablo 1’de verilen farklı genişlikteki bilezik ölçüleri için deneylerin yapılması planlanmıştır. Şekil 11’de S355 çeliğinden işlenmiş konikliği 1,5 derece olan farklı genişlikteki 60/40 ölçülerinde, deformasyon bileziklerine ait kuvvet-deplasman grafikleri verilmiştir. Burada her bir grup için toplamda üç adet test yapılmış olmasına rağmen, grafiğe genel eğilimi yansıtmak bakımından her bir grup için birer adet verilmiştir.



Şekil 11. S355 (St 52-3) çeliğinden işlenmiş konikliği 1,5 derece olan farklı genişlikteki 60/40 ölçülerinde, deformasyon bileziklerine ait kuvvet-deplasman grafiği (Force-displacement curves of deformation bracelets - manufactured from S355 steel- have 1,5 degree of conical and 60/40 outer and inner diameter)

Şekil 11’den görüldüğü gibi, artan bilezik genişliği ile kuvvet değerleri yükselmiştir. 100 mm deplasmanda tüm bileziklerde belirgin bir biçimde deformasyon oluşmasına rağmen, hiç biri için kopma gerçekleşmemiştir. Genelde tüm bilezikler için 40-60 mm deplasman aralığında kuvvetin plato değerine ulaştığı, 100 mm yakın deplasman için bilezik kesitinin tamamen akması neticesinde tüm kesitin pekleşmesiyle eğrinin tekrar yükseldiği dikkat çekmektedir.

12-14 mm genişliğindeki bileziklerin absorbe ettiği enerji bakımından hedeflenen değeri sağladığı ancak kuvvetin 65

kN’u aştığı görülmektedir. 12 ve 13 mm genişliğindeki bileziklerin deneyleri tekrarlandığında birbirlerine yakın ve tekrarlanabilirlik açısından sorun teşkil etmeyen sonuçlar elde edilmiştir. Şase direklerinde plastik deformasyona ait kuvvet sınırlaması göz önüne alınmaması durumunda, 14 mm genişliğine sahip bilezikte 100 mm deformasyon için harcanan enerjinin büyüklüğü, aracın 16,9 km/h hız ile çarpma durumundaki enerji değerine eşdeğerdir.

## 5. GENEL SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Çalışma kapsamında, sabit duran cisme tam çarpma durumu için enerjinin emniyetli bir şekilde absorbe edilebilmesine yönelik konik deformasyon bileziğinin kullanılabilirliği araştırılmıştır. Önden duran rijit cisme, 15 km/h hız ile tam çarpma durumu için her iki tarafta birer tane bulunan ezilme kutusu yerine konik deformasyon bileziğinin kullanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır. Çarpma esnasında absorbe edilen enerjinin bilezik malzemesinin deformasyonu için harcadığı bu nedenle kullanılacak çelik malzemenin sünekliliğinin önemli olduğu sonucuna varılmıştır. Çekme/akma dayanım oranı yüksek dolayısıyla hızlı pekleşen malzemelerin bu tür uygulamalar için dikkat çekici sonuçlar vermesi, örneğin daha kısa deplasmanlarda daha farklı kuvvet ve enerji değerlerinin elde edilmesi muhtemel görünmektedir.

## TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma; TÜBİTAK 115M583 nolu Bilimsel Araştırma Projesi tarafından desteklenmiştir. Yazarlar ayrıca, çalışmalara katkılarından dolayı SAÜ Mühendislik Fakültesi laboratuvarı personeline teşekkür etmektedir.

## KAYNAKÇA (REFERENCES)

- [1] Guillow, S. R., Lu, G. ve Grzebieta, R. H. (2001). “Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 43(9), 2103-2123.
- [2] Sun, G., Li, G., Hou, S., Zhou, S., Li, W. ve Li, Q. (2010). “Crashworthiness design for functionally graded foam-filled thin-walled structures”, *Materials Science and Engineering: A*, 527(7), 1911-1919.
- [3] Ahmad, Z. ve Thambiratnam, D. P. (2009). “Dynamic computer simulation and energy absorption of foam-filled conical tubes under axial impact loading”, *Computers & Structures*, 87(3), 186-197.
- [4] Ghamarian, A., Zarei, H. R. ve Abadi, M. T. (2011). “Experimental and numerical crashworthiness investigation of empty and foam-filled end-capped conical tubes”, *Thin-Walled Structures*, 49(10), 1312-1319.
- [5] Yin, H., Wen, G., Hou, S. ve Qing, Q. (2013). “Multiobjective crashworthiness optimization of functionally lateral graded foam-filled tubes”, *Materials & Design*, 44, 414-428.
- [6] Morello, L., Rossini, L., R., Pia G. ve Tonoli, A. (2011). *The Automotive Body Volume I*. London: Springer
- [7] Guden, M., Yüksel, S., Taşdemirci, A. ve Tanoğlu, M. (2007). “Effect of aluminum closed-cell foam filling on the quasi-static axial crush performance of glass fiber reinforced polyester composite and aluminum/composite hybrid tubes”, *Composite structures*, 81(4), 480-490.

- [8] Li, Z., Yu, J. ve Guo, L. (2012). “Deformation and energy absorption of aluminum foam-filled tubes subjected to oblique loading”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 54(1), 48-56.
- [9] Zarei H.R. ve Kröger M. (2008). “Optimization of foam filled aluminium tubes for crush box application”, *Thin-Walled Structures*, 46, 214-221.
- [10] Fang, J., Gao, Y., Sun, G., Zhang, Y. ve Li, Q. (2014). “Crashworthiness design of foam-filled bitubal structures with uncertainty”, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 67, 120-132.
- [11] L. Morello, “The Automotive Body,” in *Engineering*, 1st ed., vol. 1, New York: Springer, 2011, pp. 207-272.