

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

**ENERJİ ABSORBE ETME AMAÇLI
DEFORMASYON BİLEZİĞİNİN
TASARIMI VE İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bilal CİNGÖZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. YAŞAR KAHRAMAN

Aralık 2017

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ENERJİ ABSORBE ETME AMAÇLI
DEFORMASYON BİLEZİĞİNİN
TASARIMI VE İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bilal CİNGÖZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 08.12.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.



**Prof. Dr.
Kenan GENEL
Jüri Başkanı**



**Yrd. Doç Dr.
Yaşar KAHRAMAN
Üye**



**Yrd. Doç. Dr.
Şenol ŞAHİN
Üye**

BEYAN

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

Bilal CİNGÖZ

08.12.2017

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, danışman hocam Yrd. Doç.Dr. Yaşar KAHRAMAN'A teşekkürlerimi sunarım.

Laboratuvar olanakları konusunda ve tezin planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımcı olan hocam Prof. Dr. Kenan GENEL'e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu çalışma TUBİTAK 115M583 nolu Bilimsel Araştırma Projesi tarafından desteklenmiştir.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	v
TABLOLAR LİSTESİ	vii
ÖZET	viii
SUMMARY	ix
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Araç Güvenliğinin Tarihi.....	1
1.2. Araç Güvenlik Önlemleri.....	3
1.3. Literatür.....	4
1.4. Problemin Tanımı.....	6
1.4.1. Sıkı geçme.....	7
BÖLÜM 2.	
MALZEME SEÇİMİ VE TASARIM	8
2.1. Malzeme Seçimi.....	8
2.1.1. Otomat çelikleri.....	8
2.1.2. Yapı çelikleri.....	9
2.1.3. Paslanmaz çelikler.....	9
2.2. Ön Tasarım.....	10
2.3. Nihai Tasarım.....	11
2.4. SE Analizi.....	16

BÖLÜM 3.

DENEYSEL ÇALIŞMA.....	19
3.1. Otomat Çeliği (10S20) Deneysel Çalışma.....	20
3.1.1. Deney ve analiz karşılaştırması.....	22
3.2. Yapı Çeliği S355 (St52-3) Deneysel Çalışma.....	26
3.3. Paslanmaz Çelik (304) Deneysel Çalışma.....	29

BÖLÜM 4.

SONUÇ ve ÖNERİ.....	33
KAYNAKLAR	34
ÖZGEÇMİŞ	36

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

b	: Bilezik kalınlığı
E	: Elastisite modülü
kg	: Kilogram
kN	: Kilonewton
J	: Joule
n	: Poisson oranı
SE	: Sonlu elemanlar
t	: Üst parça cidar kalınlığı
tb	: Bilezik cidar kalınlığı
tk	: Konik muylu cidar kalınlığı
θ	: Koniklik açısı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Çarpışma kutusunun mevcut otomobillerde gösterimi.....	4
Şekil 1.2. Bazı markalara ait çarpışma kutuları.....	4
Şekil 1.3. Tetikleme geometrisine sahip çarpışma kutusu(a) ve düzgün katlanmış dördü çarpışma kutusu(b).....	6
Şekil 1.4. Mil göbek bağlantılarında sıkı geçme gerilme dağılımı σ_t : teğetsel gerilme, σ_r : radyal gerilme.....	7
Şekil 2.1. Konik muylu ve bileziğe ait ön tasarım.....	10
Şekil 2.2. Analizlerde kullanılan ön tasarıma ait çelik eğrileri.....	11
Şekil 2.3. Modeli oluşturulan tasarımın mesh yapısı.....	12
Şekil 2.4. Modelin analizine ait eşdeğer gerilme.....	12
Şekil 2.5. Reaksiyon kuvveti ve enerjinin deplasman ile değişimi.....	13
Şekil 2.6. (a) Konik deformasyon bilezik modeli (b) Konik deformasyon bilezik model kesiti D: bilezik dış çap, d: bilezik iç çapı, tb: bilezik kalınlığı, b: bilezik genişliği, θ : koniklik açısı.....	14
Şekil 2.7. Konik muylu – bilezik deney ve analiz modeli.....	15
Şekil 2.8. Bilezik temas (contact) yüzeyleri	15
Şekil 2.9. Analizlerde kullanılan çeliklerin çekme eğrileri	16
Şekil 2.10. Tasarıma ait SE modeli ve analiz sınır şartları	17
Şekil 3.1. Deformasyon bileziği deney düzeneği	19
Şekil 3.2. b=6 ve 10 mm genişliğinde 60/40 ölçülerindeki deformasyon bileziklerine ait kuvvet-deplasman grafiği.....	20
Şekil 3.3. Deney sırasında hasarlanmış deformasyon bileziği	21
Şekil 3.4. İki farklı genişlikteki hasarlanan bileziklerin görünümü	21
Şekil 3.5. 6 ve 10 mm genişliğinde 60/40 ölçülerindeki deformasyon bileziği için deneysel ve analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-deplasman eğrileri.....	23

Şekil 3.6. Kuvvet deplasman grafiği üzerinde belirli deplasmanlar için def. bileziğinde oluşan eşdeğer gerilme (Von Mises) dağılımı. Çeliğin akma sınırı 360 MPa. Deplasman değerleri, 1:1,5mm, 2:15mm, 3:30mm, 4:40 mm.....	24
Şekil 3.7. Deplasman değerinin 10 mm olduğu durum için bilezikte oluşan eş değer gerilme dağılımı	25
Şekil 3.8. Farklı genişlikteki 1,5 derece konik açılı 60/40 ölçülerindeki 10S20 çeliğinden işlenmiş deformasyon bileziği için analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-deplasman eğrileri	26
Şekil 3.9. S355 (St52-3) Deney numuneleri.....	27
Şekil 3.10. S355 (St52-3) çeliğinden işlenmiş konikliği 1,5 derece olan farklı genişlikteki 60/40 ölçülerinde, deformasyon bileziklerine ait kuvvet-deplasman grafiği.....	27
Şekil 3.11. Yapı çeliği için 13 mm ve 14 mm kalınlıktaki bileziklere ait deneysel grafikler.....	28
Şekil 3.12. 304 çeliğinden işlenmiş konikliği 1,5 derece olan farklı genişlikteki 60/40 ölçülerinde, deformasyon bileziklerine ait kuvvet-deplasman grafiği.....	29
Şekil 3.13. Paslanmaz çeliği için 13 mm ve 14 mm kalınlıktaki bileziklere ait deneysel grafikler.....	30
Şekil 3.14. Paslanmaz Çelik (304) deney numuneleri	30
Şekil 3.15. Paslanmaz Çelik (304) deney düzeneği.....	31

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Malzeme ve geometrik özellikleri.....	14
Tablo 2.2. Ön çalışma analiz sonuçları	18

ÖZET

Anahtar kelimeler: Deformasyon bileziği, radyal deformasyon, sonlu elemanlar

Bu alışma, enerji absorbe etme amaçlı, basit ve dūřuk maliyetli bir konik deformasyon bileziği tasarımı üzerine olup, bu çerçevede deformasyon bileziğinin dūřuk hızlarda çarpışma durumu için mevcut çarpışma kutularının yerine kullanılabilirliği araştırılmıştır. Ele alınan problem 15 km/h hıza sahip B segmenti (~ 1000 kg) aracın duran bir cisme nden tam çarpma durumunda bilezik yapının radyal doğrultuda deformasyona uğratılmak suretiyle enerjinin plastik şekil değişimi ile absorbe edilmesidir. Tasarımı ngrlen yapının deformasyonu için gerekli kuvvetin, araç kolon deformasyon direncinden daha dūřuk olması önem arz etmektedir. Diđer 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 tr bir yapının geometrik özellikleri, ebatları ve malzeme özellikleri gz nne alınarak, deformasyon enerjisinin maksimize edilmesinin mmkn olduğu tespit edilmiştir.

DESIGN AND MANUFACTURING OF DEFORMATION BRACELET FOR ENERGY ABSORBING

SUMMARY

Keywords: Deformation bracelet, radial deformation, finite element

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.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Araç Güvenliğinin Tarihi

İlk motorlu araç ölümleri New York City'de 1889'da meydana gelmiştir. Muhtemelen bu olay otomotiv güvenliğinin bir çalışma alanı olarak doğmasına neden olmuştur. Geçen yüzyılda kara taşımacılığında kullanılan araçlarda yolcu güvenliği önemli bir tasarım kriteri haline geldi. Üreticiler yolcuların korunmasının gerekliliğine olan ihtiyacı, halkın arabayı uygun bir ulaşım aracı olarak kabul etmemesinden önce anladılar. Otomotiv güvenliğinin gelişme tarihinde üç farklı dönem vardır.

1935 yıllarında; oluşum, büyüme, gelişim ve karmaşık araç çarpışmaları meydana geldi. Araç için anormal ortam koşulları, çarpışmanın başka bir araçla mı yoksa sabit bir engelle mi gerçekleşeceği, araç yapısını deformasyonlara tabi tutuyordu. Etki eden deformasyonlar araç yapısının enerji absorbe etme sınırını aştığında, yolcular yaralanıyor veya ölüyorlardı.

Bu erken dönem, araç kontrolünün kaybolmasını önlemek için lastik patlamalarını azaltmak gibi temel iyileştirmelere odaklanmıştı. Yaralanmaları ortadan kaldırmak için motorla bağlantılı kendinden marşlı araçların tanıtımı yapıldı. Gece görünürlüğü sağlamak için farlar, yüz yaralanmalarını azaltmak için lamine cam yerleştirme ve daha iyi yolcu koruması için tüm çelik gövde yapılı araçlar üretildi. İlk tam teşekküllü çarpışma testleri 1930'ların başında gerçekleştirilmişti. Bu testler devrim niteliğinde simülasyonlar ve bariyer testleri içeriyordu.

1936'dan 1965'e kadar olan ikinci dönem, bir ara güvenlik dönemi idi. Bu dönemde otomobil üreticileri birçok çarpma önleyici cihazlar tanıttılar. Bunlar; dönüş sinyalleri, çift cam silecekleri, gelişmiş farlar, kafa çapmalarına karşı yüksek

dayanıklılığa sahip ön cam. Buna ek olarak, General Motor ilk bariyer çarpışma cephe çarpışma ve istinat duvarına araç fırlatma testlerini gerçekleştirdi. Bu erken testler günümüz standartlarına göre oldukça basitlerdi. Ne mankenler ne de bugün ki gibi gelişmiş elektronik aletler vardı.

Otomotiv tarihçileri 1990'ların on yılını otomotiv güvenliğinin Rönesans'ı olarak görürler. Bu on yılda yolcu güvenliği motorlu taşıtların önde gelen pazarlama özellikleri arasında kabul edildi. Çarpışma testlerinde ölçülen çarpışmaya dayanıklılık sonuçları, araçların standart özellikleri gibi; kalite, stil, sürüş, kullanım ve yakıt tüketimi ile beraber sıralanıyor. Artık, otomotiv üreticileri, devletler, sigorta acenteleri, medya ve tüketiciler otomotiv emniyetinin sürekli takipçileridirler.

Birçok araçta artık enerji emici ön ve yan yapılar, hava yastıkları, bütünleşik emniyet kemerli koltuklar ve çeşitli çarpma önleme cihazları standart donanım olarak sunulan güvenlik özelliklerinden sadece bazılarıdır. Gelecekte emniyet cihazlarını yolcuların yaş, cinsiyet, araç içindeki konumu ve çarpışma şiddetine göre koruyacak şekilde yapılmış "akıllı" emniyet cihazlarını görebileceğiz. Aracın emniyetine odaklanma iradesi, hükümet düzenlemeleri, küreselleşme ve tüketici talepleri doğrultusunda sektörde yapısal yenilikler, çarpışmaya uygunluk, yolcu ölümlerinde ve hasarlarda azalma on yıllar boyunca devam edecektir.

Bugünün araçları, yakıt tasarrufunu sağlamak ve geri dönüştürülebilirlik gereksinimlerine göre optimize edilmiş mimarilerle tasarlanmış kısıtlamalarla yapılmaktadır. Yapı, hafif ancak darbe önleme özelliklerini karşılamak için yeterince sert ve önden yandan arkadan çarpmaya, devrilmeye ve ezilmeye dayanıklı olmalıdır. Buna ek olarak, tasarımcılar ikinci bir darbeden yolcuların yaralanma potansiyelini hafifletmek için de önlemler almaktadırlar. Bu kısıtlamalar, sürekli küçülen tasarım döngüsü ile birlikte, tasarımcıların geleneksel düşüncesini de değiştirdi.

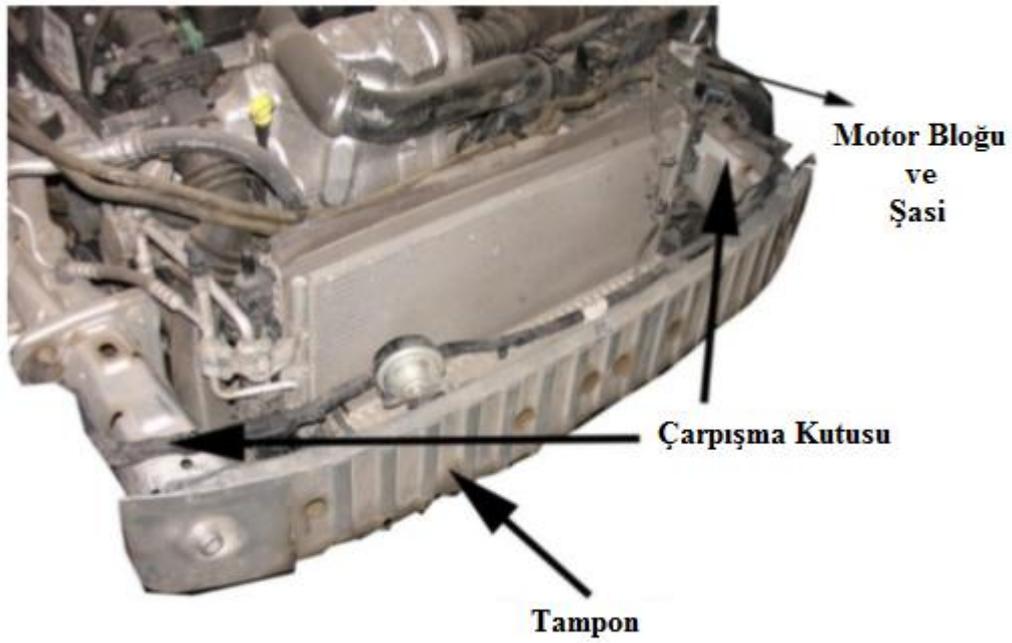
Kaza durumunda yolcuların güvenliğini sağlamak için hemen hemen tüm araç üreticileri yüzlerce tasarım alternatifini tam anlamıyla değerlendirmek için prototip testleri yerine alternatif test araçları geliştirip kullanmaktadırlar. Son 30 yılda yapısal

darbe dayanımı, yaralanma biyomekaniği konusunda yüzlerce araştırma ve yayın yapılmıştır.[1]

1.2. Araç Güvenlik Önlemleri

Araç kazalarında, kazaların önlenmesi ve oluşabilecek can kayıplarının azaltılabilmesi için araç tasarımında birçok güvenlik elemanları geliştirilmiştir. Geliştirilen bu güvenlik elemanları, aktif güvenlik ve pasif güvenlik önlemleri olarak incelenebilir. Aktif güvenliğe ait ekipmanlar, sürücünün aracı kontrol ettiği esnada oluşabilecek bir kazadan kaçınabilmesi için aracın kontrolünü ve frenleme sisteminin kontrolünü arttıracak yetenekler sunabilen bilgilendirme sistemleri ve oluşabilecek kaza ihtimalini önceden fark ederek aracı bu riskli durumdan çıkarabilecek kontrol ekipmanlarıdır. Kazanın oluşması durumunda, oluşabilecek kaza olumsuzluklarının etkilerini azaltabilecek malzeme yapısına ve iyileştirilmiş tasarımlara sahip araç güvenlik önlemleri pasif güvenlik önlemleridir.

Bu çerçevede hayati kayıpların ve/veya yaralanmaların önlenmesi veya azaltılmasında, tampon, çarpışma kutusu gibi pasif koruma amaçlı parçaların çarpışma anında sergiledikleri enerji absorbe etme davranışı bu açıdan oldukça önemlidir. Bu amaçla önemli rol üstlenen çarpışma kutusunun performansı geometrik özellikleri yanı sıra parçanın imal edildiği malzeme özellikleriyle de ilişkilidir. Korunması gereken yapının deformasyondan etkilenmemesi için, çarpışma 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. Mevcut araçlarda kullanılan çarpışma kutuları Şekil 1.1. ve Şekil 1.2.'de verilmiştir.



Şekil 1.1. Çarpışma kutusunun mevcut otomobillerde gösterimi



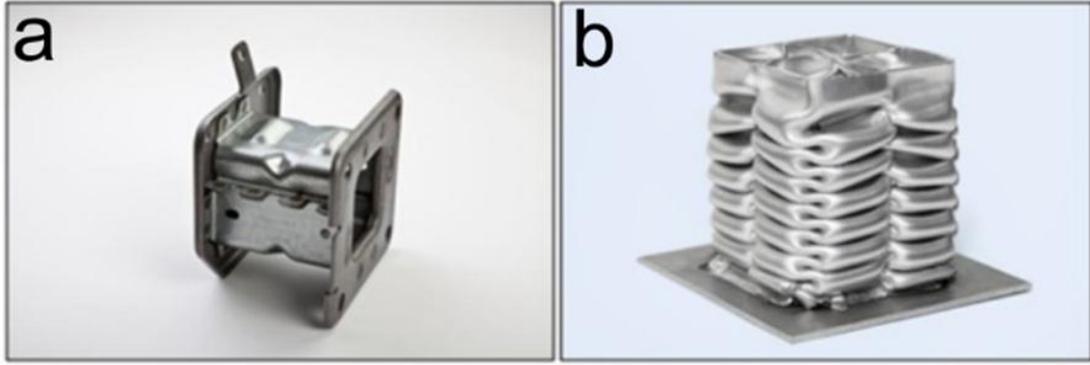
Şekil 1.2. Bazı markalara ait çarpışma kutuları

1.3. Literatür

Genel bir tasarımı Şekil 1.3.(a)'da gösterilen ince cidarlı metalik malzemelerden imal edilen çarpışma kutularının görevi, araçların düşük hızla (15 km/h) statik durumdaki rijit bir engele çarpması halinde yapısal elemanların korunarak deformasyonu yalnızca çarpışma kutusu üzerinde toplayarak koruma sağlamaktır [2, 3, 4].

Kaza anında absorbe edilen enerji miktarını arttırmak amacıyla birçok farklı çalışma yapılmıştır. Farklı geometrik değişikliklere gidilmiş ve daha hafif araç ağırlıkları hedeflenerek yüksek mukavemete sahip malzemeler kullanılmıştır [5]. Yüksek kuvvetteki çarpışma darbelerini absorbe edebilecek tampon tasarımı ve arkasında bulunan ekipmanların tasarımı konusunda yapılan çalışmalar yetersiz kalmıştır. Alüminyumdan yapılmış ince cidarlı enerji absorbe etme amaçlı kullanılan çarpışma kutularında oluşabilecek katlanma şekli konusunda farklı çalışmalar yapılmış, ancak yeterli optimizasyonlar yapılmamıştır [6]. Dairesel ve ince et kalınlığındaki çarpışma kutularında çap ve kalınlığa ait belli parametrelerin optimizasyonu yapılmıştır [7]. Absorbe edilen enerji miktarını arttırmak ve aynı zamanda oluşacak tepki kuvvetini minimize etmek amacı ile katlanma oluşturmeyen konik yapıya sahip darbe absorbe edebilen parçaların konik yapılarında şekilsel optimizasyonlar yapılmıştır [2]. Konik yapıya sahip darbe absorbe edebilen kompozit yapıların geometrik olarak optimizasyonları yapılmış ve farklı çarpışma durumlarına göre modellemeler oluşturulmuştur [8]. Silindirik yapıda ve ince cidarlı alüminyum malzemedan yapılan çarpışma ekipmanlarının oluşacak tepki reaksiyonunu azaltacak çalışma yanıt yüzey yöntemi uygulanarak oluşan tasarımlar Matlab kullanılarak çözülmüştür [9]. Dairesel yapıdaki ve çentik şeklinde burkulma oluşturacak tasarımların yüzey metodu kullanılarak optimizasyonları yapılmıştır [10].

Absorbe edilen enerji verimliliğinin arttırılabilmesi için çarpışma kutularının kompozit yapı tasarımı da (çarpışma kutusunun içeriden ve dışarıdan takviye edilmesi durumu) son zamanlarda çalışılan konular arasındadır [11, 12]. Bazı durumlarda, absorbe edilen enerjinin maksimize edilmesi amacıyla birden fazla elemanın bir arada kullanıldığı uygulamalar da mevcuttur. Literatürde yarı statik ve çarpışma koşulları için deneysel ve sayısal çalışmalar bulunmaktadır [13, 14, 15].



Şekil 1.3. Tetikleme geometrisine sahip çarpışma kutusu (a) ve düzgün katlanmış dörtlü çarpışma kutusu (b)

Bununla birlikte, çarpışma kutularında yaşanan en önemli sorunların başında, (Şekil 1.3.a) deformasyonunu kontrollü bir şekilde gerçekleştirilmemesi ve (Şekil 1.3.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 geometrili 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.

1.4. Problemin Tanımı

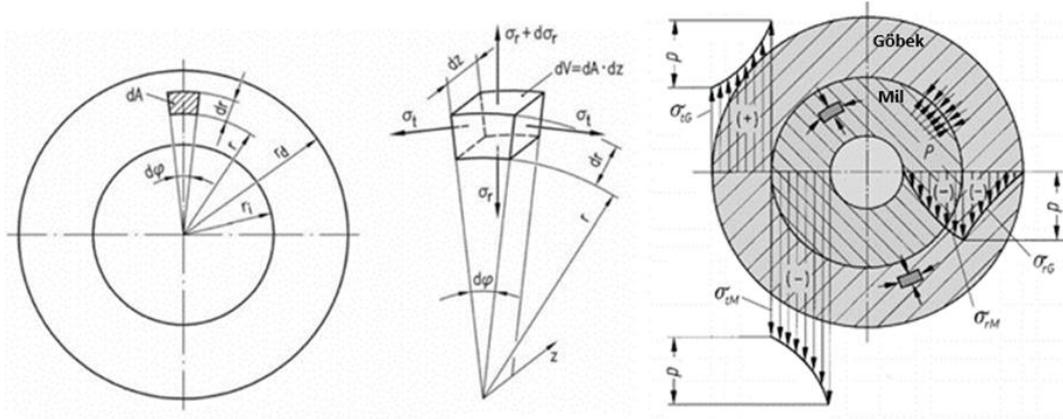
Ele alınan problem 15 km/h hıza sahip B segmenti (~1000 kg) aracın duran bir cisme önden tam çarpma durumunda bilezik yapının radyal doğrultuda deformasyona uğratılmak suretiyle enerjinin plastik şekil değişimi ile absorbe edilmesidir. Literatürde akma dayanımı 215 MPa olan çelikten üretilmiş ebatları 50x80 mm olan kare kesitli otomobil şasi ön kolonlarda deformasyona başlatacak reaksiyon kuvveti 80 kN mertebelerinde olduğu rapor edilmektedir [4]. 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 seçilmiştir. Buna göre,

minimum 4340 J olan çarpışma enerjisinin ağırlıklı olarak 68-70 kN kuvvet değerleri arasında ve 100 mm geçmeyen bir deplasmanda deformasyonla absorbe edilmesi esastır. Bu kapsamda uygun geometri/büyükük ve malzemeye karar verilmesinde deneysel çalışmaların yanı sıra sonlu eleman analizlerinden de yararlanılmıştır.

Tez kapsamında enerji elde etmek için bir muylu parçanın daha ince cidarlı bileziğe sıkı geçerek plastik deformasyona uğratması hedeflenmektedir. Bu çalışma kapsamında bilezik genişliği ince seçilerek, bileziğin radyal yönde deformasyonu ile enerjinin absorbe edilmesi sağlanmıştır.

1.4.1. Sıkı geçme

Kalın cidarlı mil-göbek sıkı geçme uygulamalarında milde birim elemanda oluşan gerilme yönleri ve gerilme dağılımları Şekil 1.4.'teki gibidir.



Şekil 1.4. Mil göbek bağlantılarında sıkı geçme gerilme dağılımı σ_t : teğetsel gerilme, σ_r : radyal gerilme

BÖLÜM 2. MALZEME SEÇİMİ VE TASARIM

2.1. Malzeme Seçimi

Demir elementinin kimyasal bileşimde %0,2 ile %2,1 aralıklarında karbon bulunması durumunda oluşan malzeme çelik olarak nitelendirilebilir. Kimyasal yapıda bulunan karbon oranına göre çeliğin sınıflandırılması yapılır. Karbon dışında demiri alaşımlayan diğer elementler; krom, vanadyum, magnezyum ve volfram elementleridir. Karbon ve diğer elementler demir atomundaki kristal kafeslerin kayarak birbirini geçmesini engelleyerek sertleşme aracı rolü üstlenirler.

Homojen ve izotropdur. Çelik malzeme elastisite modülü 2.100.000 kg/cm². Elastisite modülünün yüksek olması nedeniyle eğilme rijitliğinin etkin olduğu yerlerde uygun sonuçlar almak mümkündür. Çelik malzeme ile yapılmış sistemler diğer malzemelerle yapılmış sistemlere göre daha sünektir. Çekme ve basınç mukavemetleri eşittir. Bu nedenle çekme mukavemeti daha düşük malzemelerle yapılamayan sistemler için iyi bir çözümdür.

2.1.1. Otomat çelikleri

Otomat çelikleri alaşımsız çeliklerdir ve kimyasal yapıları Kükürt ve Mangan içerir. Otomat çelikleri tornada kolay işlenebilirlik özelliklerinden dolayı, alın tornalama, diş açma, delme, raybalama gibi talaş kaldırma işlemlerinde kullanılabilir en uygun çelik olarak tanımlanabilir. Otomat çelikleri, otomotiv endüstrisinde ve makine imalat sektöründe bağlantı elemanları olarak kullanılır. Otomat çeliklerinde bulunan Kükürt(S) alaşımından dolayı bu çelikler gevrekli. Yüksek kuvvetlerde kırılma davranış sergiler ve süneklik değerleri oldukça düşüktür.

2.1.2. Yapı çelikleri

Yapı çelikleri hadde ile elde edilen ürünler olduğu için bu ürünlerin haddeleme sırasında oluşan ısıdan dolayı yapılan ısı işlemler çeliğin yapısını değiştireceği için yapılacak olan haddeleme işlemleri bu çelikler için önem taşır. Bu çeliklerin elde edilmesi sırasında hadde sıcaklığı ile ortaya çıkan ısıdan dolayı yapılan normal tavlama işlemi sayesinde malzemede daha iyi mekanik özellikler elde edilebilir. Bu çelikler alaşımsız olduğu için, bu çelik türünün mekanik davranışı ve özellikleri iç yapısındaki karbon miktarına bağlı olarak değişmektedir. Bakır, silisyum, azot, fosfor, mangan ve kükürt elementleri de iç yapıda etki gösterebilmektedir. Bu çelik türleri; çelik konstrüksiyon, köprü yapımı, basınçlı kap ve donanımları, taşıt yapımı ve makine konstrüksiyonlarında kullanılırlar.

2.1.3. Paslanmaz çelikler

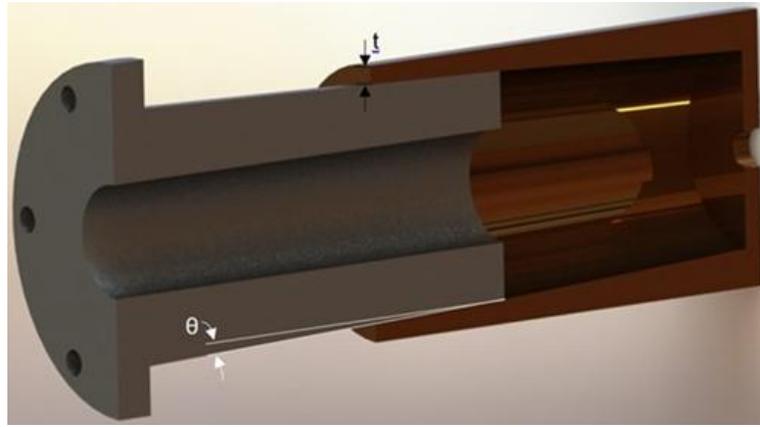
Paslanmaz çeliklerin kullanılma avantajları; korozyon dayanımı, şekil verebilme, farklı sıcaklık aralıklarında kullanılabilme şeklinde sıralanabilirler. Paslanmaz çeliklerde bileşimler ile farklı özelliklerde malzemeler elde edilebilir. Paslanmaz çeliklerde krom, molibden ve nikel korozyon direncini artırıcı alaşımlardır. Paslanmaz çeliklerde daha iyi bir malzeme kalitesi elde edebilmek için alüminyum, bakır, silisyum, azot, selenyum ve kükürt elementleri ile aşılama yapılabilir. Oluşturulabilecek olan bu farklı alaşımlama çeşitleri ile tasarımcılar ve imalatçılar ihtiyacı olabilecek farklı özelliklerdeki paslanmaz çelikleri elde edebilecektir. Krom, molibden, nikel ve mangan paslanmaz çelikler açısından iç yapıya etkisi en çok olan alaşım elementleridir.

Paslanmaz çeliklerin kimyasal bileşiminde gerekli olduğu kadar nikel olması durumunda paslanmaz çelikler iç yapı olarak ostenitik yapıdadır. Ostenitik çeliklerin kimyasal bileşimi %18 krom, %8 nikeldir. Ostenitik paslanmaz çelikler, korozyon ve mekanik özellikler açısından iyileştirilmiş haldedir. Paslanmaz çeliğin bazı türleri tokluk ve süneklik açısından düşük sıcaklıkta dahi çok iyi sonuçlar verebilmektedir.

Ostenitik paslanmaz çeliklerde iç yapı dönüştürülemediği için setleştirme ısıl işlemi uygulanmaz, fakat şekillendirme yöntemleri ile mekanik davranışlar değiştirilebilir.

2.2. Ön Tasarım

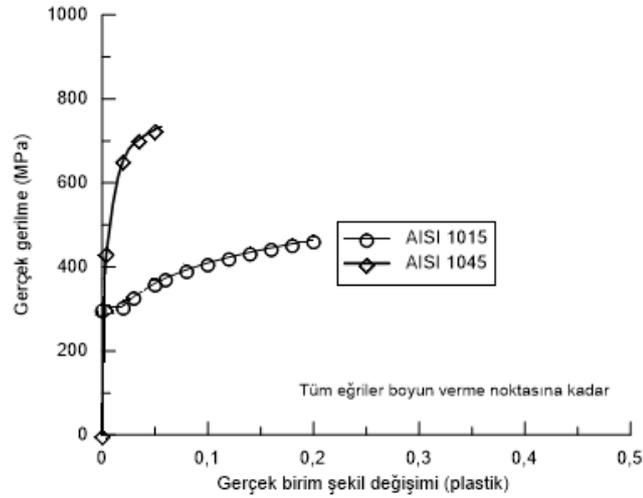
Ön tasarım esnasında; deformasyonu gerçekleştirecek olan bilezik yapının, konik muylunu tarafından plastik deformasyona uğratılması ile enerji absorbe etmesi hedeflenmişti. Oluşturulan ön tasarım modeli Şekil 2.1.'de verilmiştir.



Şekil 2.1. Konik muylu ve bileziğe ait ön tasarım

Konik muylu parça, konik bileziğin iç yüzeyine temas etmekte ve koniklikten dolayı ilerlemesi halinde bileziği açmaya zorlayarak bilezikte plastik deformasyon meydana getirmeye çalışmıştır. Bilezik ve muylu konik parçaları için 0,5 - 2 değerleri arasında dört farklı (0,5, 1, 1,5 ve 2) derece ve AISI 1015 çeliği (normalize şartlarında) kullanılması durumu için analizler öngörülmüştür.

Analizde kullanılacak olan muylunun malzemesi yüzeyi indüksiyonla sertleştirilmiş AISI 1045 çeliği ($E=210$ GPa $n=0,29$), konik bilezik yapının malzemesi ise AISI 1015 ($E=210$ GPa $n=0,29$) seçilmiştir. Yapacak olduğumuz analiz elasto-plastik analiz olduğu için malzemeye Multilinear Isotropic Hardening tanımlanarak malzemelerin gerçek gerilme-birim şekil değişimi eğrileri Şekil 2.2.'deki gibi girilmiştir.



Şekil 2.2. Analizlerde kullanılan ön tasarıma ait çelik eğrileri

Malzemeye ait gerçek birim uzaması aşağıdaki eşitlik kullanılarak (Denlem 2.1) hesaplanmıştır.

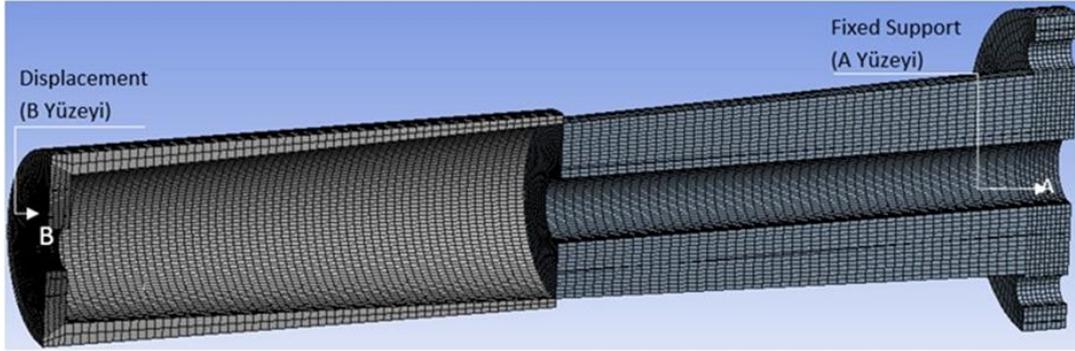
$$\text{Gerçek birim uzama} = \ln(\varepsilon + 1) \quad (2.1)$$

Burada ε mühendislik birim uzamasını göstermektedir. Malzemeye ait gerçek gerilme değeri aşağıdaki eşitlik kullanılarak (Denklemler 2.2) hesaplanmıştır.

$$\text{Gerçek gerilme} = \sigma \times (1 + \varepsilon) \quad (2.2)$$

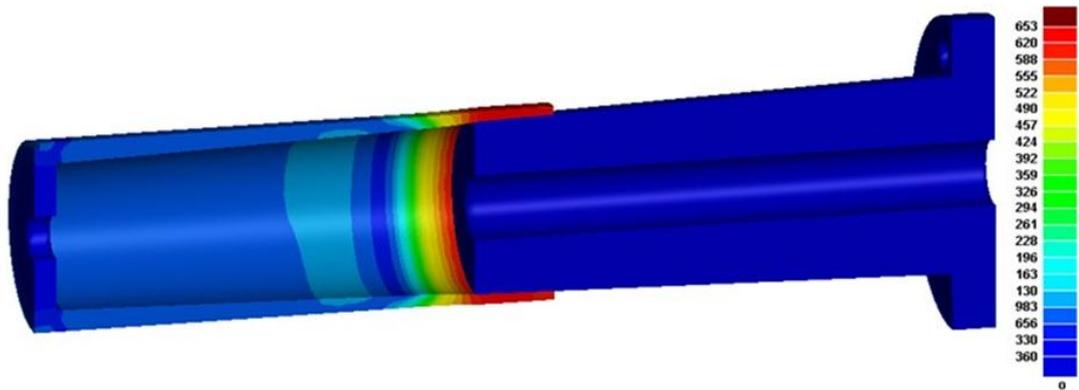
Burada ε mühendislik birim uzamasını, σ gerçek gerilmeyi göstermektedir.

Modeli oluşturulan ön tasarıma analizi için mesh metodu olarak dairesel kesitli malzemelerde kullanılan MultiZone kullanılmış ve eleman dizilimi düzensiz olan yüzeylere FaceMeshing uygulanarak elemanların simetrik ve düzgün yerleşimleri Şekil 2.3.'teki gibi sağlanmıştır. Konik muylu sabit tutularak, konik bilezik yapıya deplasman girilmiştir.



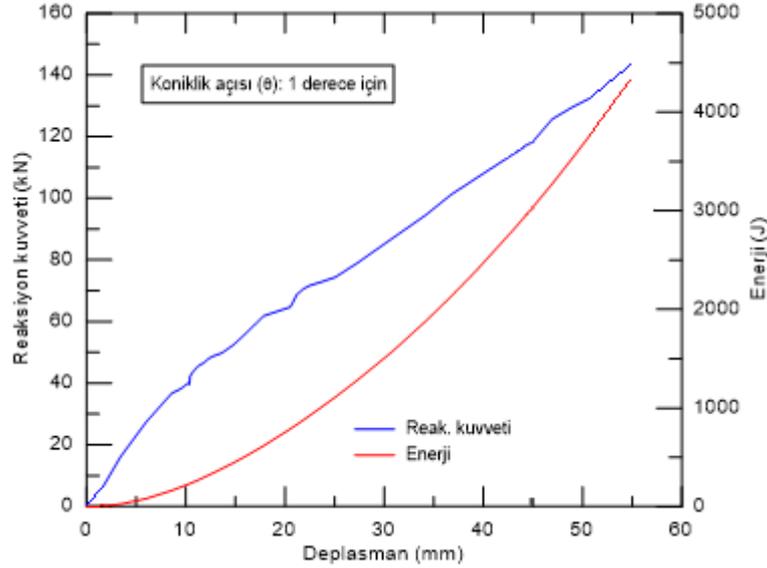
Şekil 2.3. Modeli oluşturulan tasarımın mesh yapısı

20 mm deplasman değeri için verilen gerilme dağılımından beklendiği gibi, Şekil 2.4.'de muylu tarafından radyal yönde açmaya zorlanan konik bileziğin cidarında önemli oranda gerilme ve plastik deformasyon oluşmaktadır.



Şekil 2.4. Modelin analizine ait eşdeğer gerilme

Koniklik açısı, 1 derece için reaksiyon kuvvetinin, deplasman değeri ve koniklik açısıyla değişimi Şekil 2.5.'te verilmiştir. Şekilden anlaşılacağı üzere, enerji değeri deplasmanla artmakla birlikte yapıda oluşan reaksiyon kuvveti oldukça yüksek değerlerde seyretmektedir.



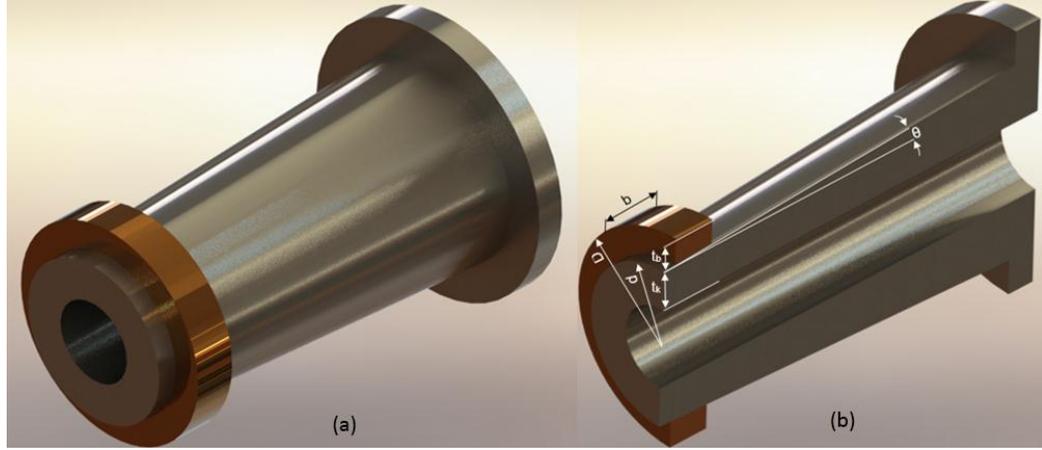
Şekil 2.5. Reaksiyon kuvveti ve enerjinin deplasman ile değişimi

Öngörülen konik yapıda, 4340 J enerji değeri için tez kapsamında belirtilen kuvvet değerinin (68-70 kN) çok üstünde olduğu tespit edilmiştir. Söz konusu sistemde deplasmanla sürekli artan bir yüzey alanı söz konusudur. Dolayısıyla temas alanının sabit tutulacağı bir yapı muhtemel bir çözümü oluşturacaktır. Konik parçaya genişliği sabit, dolayısıyla yüzey alanı sabit olan bir bileziğin geçirildiği tasarım, imalat kolaylığının yanı sıra çalışma prensibi açısından tercih edilecek bir geometriyi oluşturacaktır.

2.3. Nihai Tasarım

Ön tasarım sonuçlarından yola çıkarak konik bileziğe ait genişliğin küçültülerek konik bilezik-muylu parçalarının temas yüzeyini azaltarak oluşan reaksiyon kuvveti kontrol altına alarak reaksiyon kuvveti düşürücü bir tasarım oluşturulmuştur. Bileziğin muylu üzerinde sürekli sabit alan ile sürtünme yüzeyi oluşturacak ve enerjinin büyük bir kısmını konik bileziğin radyal yönde plastik deformasyona uğraması ile absorbe edebilecek bir tasarım oluşturuldu. Ana hatlarıyla belli ancak boyutları tam kesinleşmemiş konik deformasyon bileziğinin tasarımı ve kesiti Şekil 2.6.'da verilen tasarım üzerine yoğunlaştırılmıştır. Kesiti verilen konik deformasyon bileziği ile konik muylunun temas eden yüzeylerinin koniklik açıları tüm analizlerde ve deneysel çalışmalarda aynı alınacaktır. Ebatların SE (Sonlu Elemanlar) analizleri

ışığında boyutlandırılması ve nihai deneylerle kesin kararın verilebilmesi için kritik noktaların irdelenmesi gerekmektedir.



Şekil 2.6. (a) Konik deformasyon bilezik modeli (b) Konik deformasyon bilezik model kesiti D:bilezik dış çap, d:bilezik iç çapı, tb:bilezik kalınlığı, b:bilezik genişliği, θ :koniklik açısı

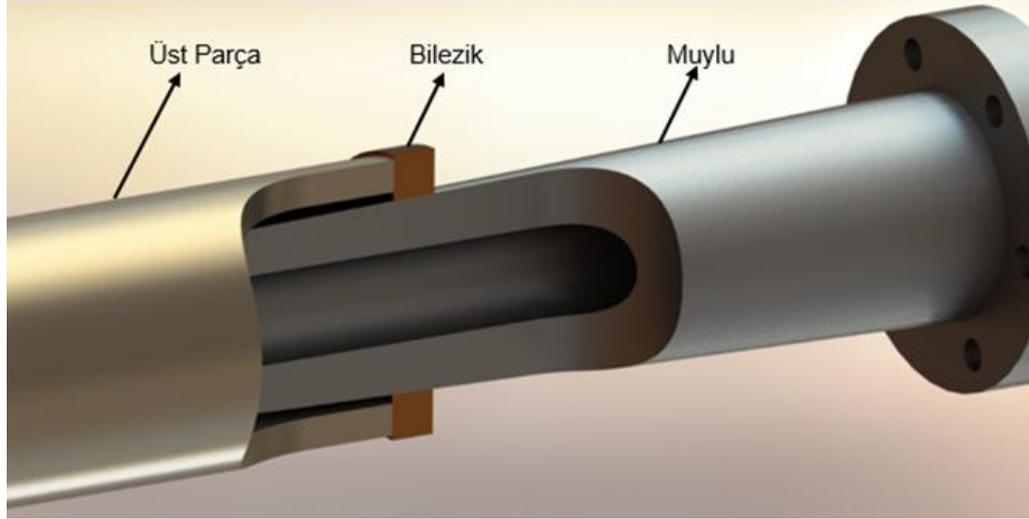
Bileziğe ait nihai geometrik ölçüler ve bilezik malzemesi analiz sonuçlarından hareketle belirlenecektir. Analizlerde kullanılan parametreler Şekil 2.2. (b)'deki kesit üzerinde tanımlanmıştır. Aşağıdaki Tablo 2.1.'de tasarımın geometrik ölçülerine ait büyüklükler sıralanmıştır. Tablo 2.1.'den anlaşılacağı üzere, konik muylu parçasına ait tek bir malzeme seçimi yapılmış, analiz ve deneylerde değiştirilmemiştir.

Tablo 2.1. Malzeme ve geometrik özellikleri

Parça	Malzeme	Alın cidar kalınlığı, t [mm]	Alın çap değeri, D/d [mm]	Koniklik açısı, θ [derece]	Genişlik, b [mm]
Konik Muylu	AISI 1045	tk=15	40/20, 50/20	1 - 1,5	-
Üst Parça	AISI 1045	t=7	60/46	0	h=125
Bilezik	DIN 10S20, EN S355 (St 52-3), 304	tb=10	60/40, 80/60	1 - 1,5	6, 8, 10

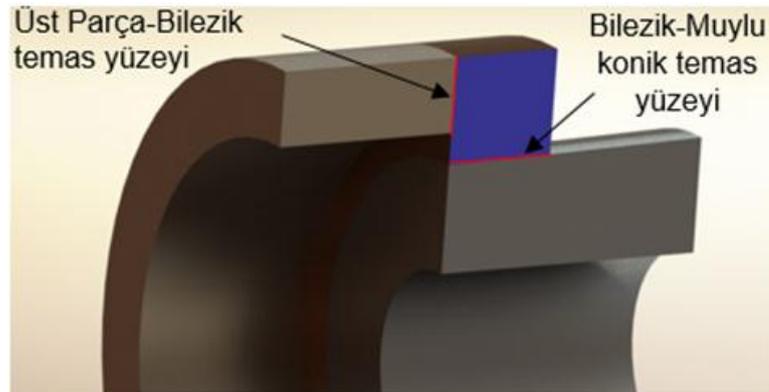
Konik muylu üzerinde kayma hareketi ile radyal yönde plastik deformasyonu gerçekleştirilecek olan konik bileziğin muylu üzerinde ilerleyebilmesi için, içi boş

silindirik üst parça ile bileziğin muylu üzerinde ilerlemesi sağlanacaktır. Deney düzeneğinde bileziğin hareketi üst parça ile sağlanacağı için ilave üst parça analizlerde de modellenmiştir. (Şekil 2.7.).



Şekil 2.7. Konik muylu – bilezik deney ve analiz modeli

Şekil 2.8.'te görüleceği üzere Bilezik – Muylu arasında meydana gelen temas yüzeyinin yanı sıra bilezik – üst parça arasında da bir temas yüzeyi oluşmaktadır.

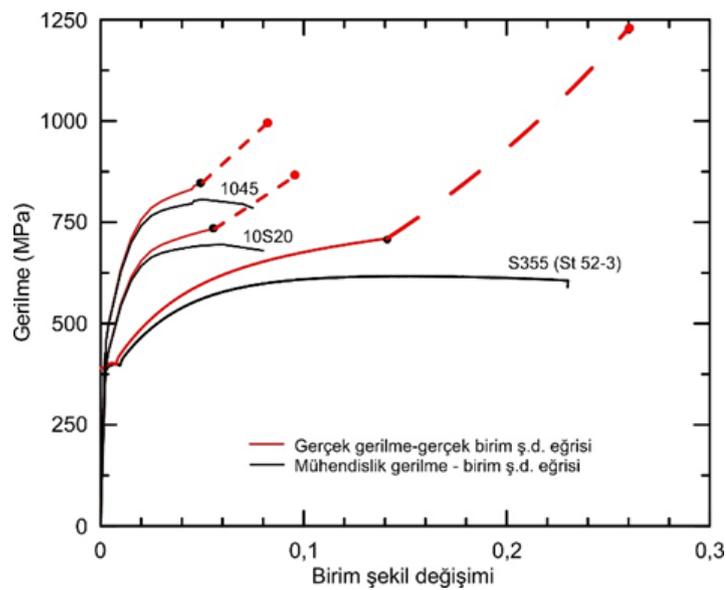


Şekil 2.8. Bilezik temas (contact) yüzeyleri

2.4. SE Analizi

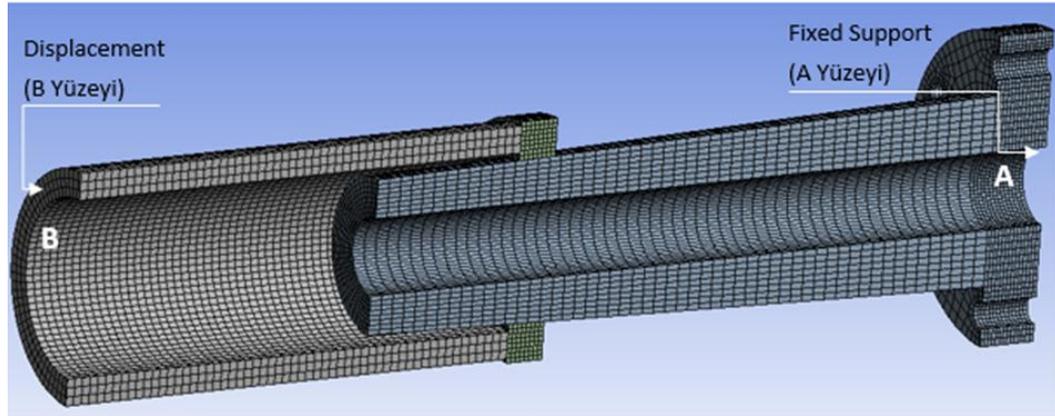
SE analizlerinde ANSYS Workbench programının Explicit Dynamics modülü kullanılmıştır. Sırasıyla sistemin (muylu, konik bilezik, üst parça) modellenmesi, malzeme özelliklerinin, mesh yapısının oluşturulması, temas edecek olan yüzeylere yerleştirilecek kontak elemanların tiplerinin girilmesi, sınır şartlarının (deplasman, sabitleme) verilmesi, çözüm ve analiz sonuçlarının alınması gibi bir çok işlem gerçekleştirilmiştir.

Modelleme işlemi Ansys'in Geometry kısmında modellenmiştir. Yapılan modeller deneysel çalışmaya da uygun olması ve gerçekçi sonuçlar elde edilene kadar üstünde değişiklikler yapılmış ve nihai model oluşturulmuştur. Sistemin modellenmesinden sonra, Engineering Data kısmından analizde kullanılacak olan malzemeler tanımlanır. Analizde kullanılacak olan muylunun malzemesi yüzeyi indüksiyonla sertleştirilmiş 1045 çeliği ($E=210$ GPa $n=0,29$), bileziğin malzemesi ise 10S20 ($E=210$ GPa $n=0,29$) seçilmiştir. İndüksiyonla sertleştirme işleminin yapılma nedeni; bileziğin muylu üzerinde hareketi sonrasında muylu yüzeyinin deforme olmaması ve yüzey kalitesinin değişmemesidir. Yapacak olduğumuz analiz elasto-plastik analiz olduğu için malzemeye Multilinear Isotropic Hardening tanımlanarak malzemelerin gerçek gerilme-birim şekil değişimi eğrileri (Şekil 2.9.) girilmiştir.



Şekil 2.9. Analizlerde kullanılan çeliklerin çekme eğrileri

Muylu ve bilezik modellerinde mesh metodu olarak MultiZone kullanılmış ve elemanların düzensiz olduğu yüzeylere Face Meshing uygulanarak daha düzgün eleman dağılımı elde edilmiştir. Deformasyon davranışını inceleyecek olduğumuz bileziğin eleman boyutları hassas sonuç elde edebilme amacı ile daha küçük eleman boyutları (0,5-1,5 mm) oluşturulmuştur. Oluşan mesh yapısı ortalama 80.000-120.000 eleman içermektedir. Sistemin asıl amacı sürtünmeden dolayı oluşan kuvvetin ve deformasyon davranışının belirlenmesi olduğu için, yapılan analizde Contact ilişkisi en önemli adımı oluşturmaktadır. Sürtünme katsayısı çelik-çelik (gres yağlı) yüzeyler için 0,12 seçilmiştir. Oluşturulan analiz modelinin sınır şartları Şekil 2.8.'deki gibi tanımlanmıştır.



Şekil 2.10. Tasarıma ait SE modeli ve analiz sınır şartları

Temas yüzeyi muylu ile aynı koniklikte işlenmiş olan bileziğin muylu üzerinde aksel hareketi ile radyal yönde plastik deformasyon oluşmaktadır. Üst parça (Şekil 2.7.) 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 2.10.). Analiz sonucunda kontak algoritmalarından alınan kuvvet bilgileri ile kuvvet deplasman değerleri elde edilmiştir. Tasarım boyutları verilen tüm ölçüler için yaklaşık 62 tane analiz yapılmış ve yapılan bu analizler içerisinde imalata uygun olabilecek ve istenen enerji-kuvvet değerlerinin yakanabileceği modellere ait bazı sonuçlar Tablo 2.2'de verilmiştir.

Tablo 2.2. Ön çalışma analiz sonuçları

No	Malzeme	Alın çap değeri, D/d [mm]	Koniklik, θ [derece]	Genişlik, b [mm]	Nihai deplasman için (100 mm) kuvvet [kN] – enerji [J]
1	AISI 10S20	60/40	1	6	35 – 1964
2	AISI 10S20	60/40	1,5	6	52 – 2240
3	AISI 10S20	60/40	1,5	8	58 – 1543
4	AISI 10S20	60/40	1,5	10	65 – 1857
5	AISI 10S20	60/40	1,5	12	75 – 2386
6	EN S355 (St52-3)	60/40	1	8	32 – 2760
7	EN S355 (St52-3)	60/40	1,5	8	36 – 3020
8	EN S355 (St52-3)	60/40	1,5	10	45 – 3864
9	EN S355 (St52-3)	60/40	1,5	12	57 – 4582
10	EN S355 (St52-3)	60/40	1,5	14	72 – 5426
11	EN S355 (St52-3)	80/60	1	8	56 – 3840
12	EN S355 (St52-3)	80/60	1,5	8	90 – 5250

Tablo 2.2.'de verilen ön çalışma sonuçları doğrultusunda otomat çeliği AISI 10S20 için $t_b=10$ kalınlındaki bilezik analiz sonuçlarının tezde belirlenen kuvvet şartını sağladığı ancak enerji absorbe etmesi açısından yeterli kalmadığı anlaşılmıştır. Ancak analiz sınır şartlarının doğruluğunu görebilmek ve malzemenin plastik deformasyonu sonucunda sergilediği davranışı inceleyebilmek için $t_b=6$ ve $t_b=10$ kalınlığındaki deney numuneleri hazırlanmıştır.

BÖLÜM 3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneyler SAÜ Mühendislik Fakültesi laboratuvarında bulunan ve TÜBİTAK 115M583 nolu Bilimsel Araştırma Projesi desteği ile alınan 25 ton kapasiteli ve saniyede 5 veri (kuvvet-deplasman çifti) okuyabilen hidrolik preste yapılmıştır. Hidrolik presin hareketli tabla hızı 1 mm/s ile 8 mm/s aralığında seçilebilmektedir. Cihazın gerekli tüm kalibrasyonları deney çalışmaları öncesinde yapılmıştır.



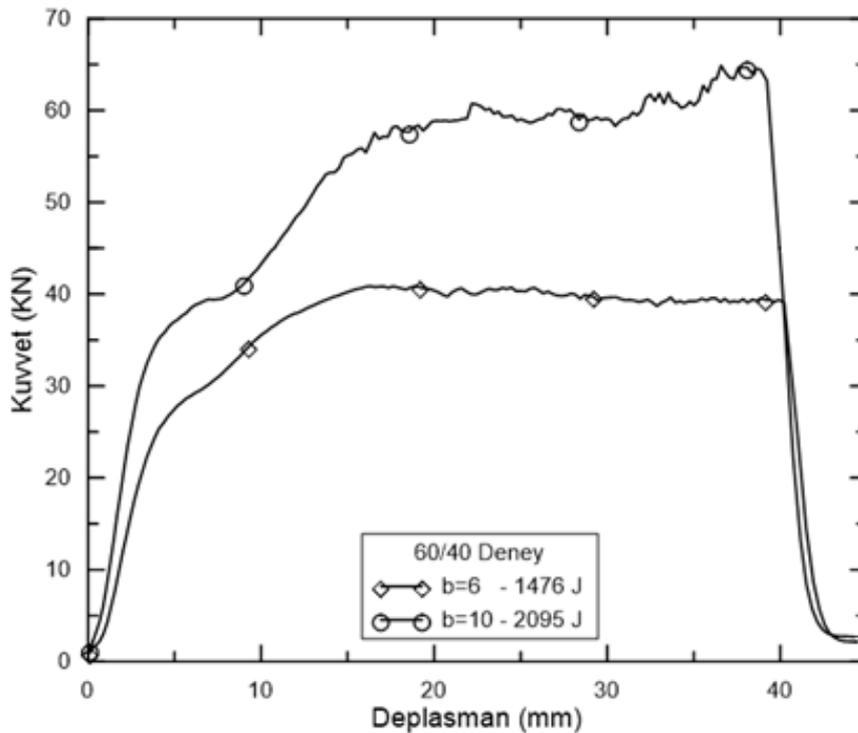
Şekil 3.1. Deformasyon bileziği deney düzeneği

AISI 10S20 çeliğinden imal edilmiş olan bilezikler Şekil 3.1.'deki deney düzeneğinde test edilmiştir. Muylu ve bilezik deney öncesinde gresle yağlanmıştır. Deney sırasında içi boş silindirik üst parça aracılığı ile deformasyon bileziğinin konik muylu üzerinde, düşeyde harekete zorlanmıştır.

Deney sırasında elde edilen kuvvet-deplasman veri çiftleri kaydedilerek grafikler oluşturulmuştur. Yapılan deneyler sırasında kuvvet-deplasman veri çiftleri kaydedilerek grafikleri Şekil 3.2.'de çizilmiştir.

3.1. Otomat Çeliği (10S20) Deneysel Çalışma

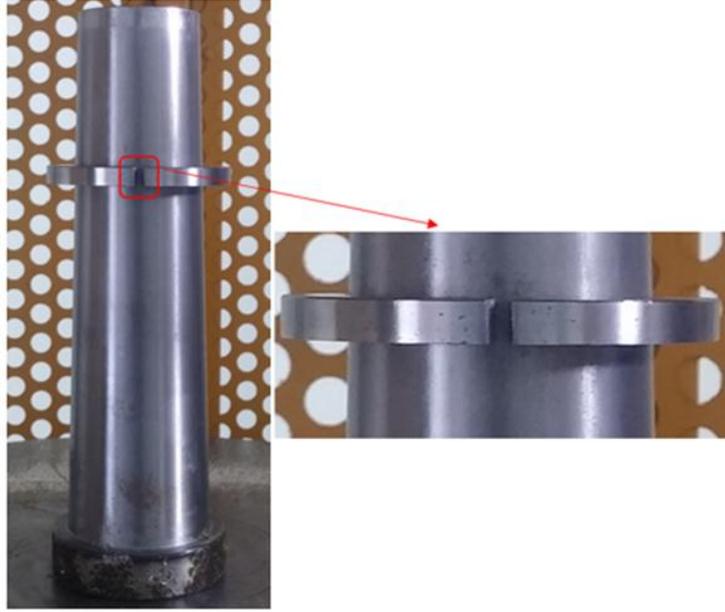
Şekil 3.2.'de verilen, 6 ve 10 mm genişliğinde 60/40 ölçülerindeki deformasyon bileziklerine ait kuvvet-deplasman grafiğinden, bileziklerin uygulanan kuvvetin etkisiyle çap doğrultusunda öncelikle elastik davranış sergilediği, daha sonra plastik deformasyona uğrayarak sırasıyla kuvvetin yaklaşık 40 ve 60 kN mertebelerinde ulaştığı ve nihayet artan deplasman altında kırılma gösterdiği (Şekil 3.3.) anlaşılmaktadır. Malzeme oluşan bu kırılma otomat çeliğin yapısında bulunan Kükürt bileşiminden kaynaklanmaktadır. Her iki bileziğin oldukça düşük deplasman değerinde (yaklaşık 40 mm) hasarlandığı, dolayısıyla kullanılan çeliğin yetersiz sünekliliğe sahip olduğu açık bir şekilde anlaşılmaktadır. 10 mm genişliğindeki bilezik için kuvvet değeri makul görünmekle birlikte, tez hedefleri (4340 J) itibariyle oldukça yetersiz kaldığı anlaşılmaktadır.



Şekil 3.2. b=6 ve 10 mm genişliğinde 60/40 ölçülerindeki deformasyon bileziklerine ait kuvvet-deplasman grafiği

Tüm deneylerde üst parçanın yani bileziğin ilerleme hızı 8 mm/s olarak yapılmıştır. Deneysel çalışmada hızın 1 mm/s olarak girilmesi durumunda sonuçlarda bir değişiklik olmadığı gözlemlenmiş ve buna bağlı olarak deney hızı 8 mm/s seçilmiştir.

Bu tür pasif güvenlik sistemlerinin kırılma göstermesi yerine, aşırı deformasyonla işe yaramaz hale gelmesi istendiğinden, buna uygun farklı çelik uygulamalarının yapılması kaçınılmaz görünmektedir.



Şekil 3.3. Deney sırasında hasarlanmış deformasyon bileziği



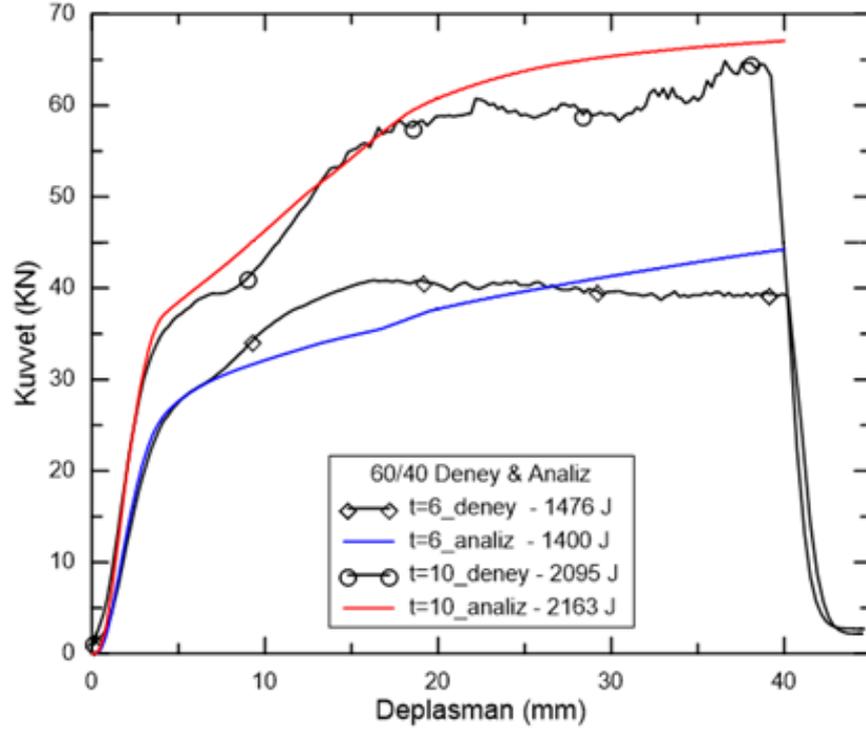
Şekil 3.4. İki farklı genişlikteki hasarlanan bileziklerin görünümü

Şekil 3.4.'te deney sonrası numuneler incelendiğinde; numuneler tek taraflı bir kırılma göstermektedir. Bu şekilde bir sıkı geçme durumunun hiçbir malzeme ve deneysel kusurun olmaması durumunda simetrik olarak iki taraftan kırılması gerekmektedir. Ancak malzemenin içyapısında bulunan kusurlar, imalatta oluşabilecek boyut farklılıkları, deney şartları ve kuvvetin tam simetrik olarak uygulanamaması kırılmanın simetrik bir davranış sergilemeyerek tek taraflı gerçekleşmesine neden olabilecek kusurlardır. Ancak tez kapsamında malzemenin tam hasarlanmadan yeterli enerji miktarını absorbe edebilmesi amaçlandığı için oluşan bu simetrik olmayan kırılma elde edilmek istenen sonuca bir etkisi bulunmamaktadır.

Otomat çeliğinin bu tür yüksek plastik şekil verme uygulamalarında kullanılabilirliğinin olmadığı bilinmektedir. Ancak ilk deney numunesi olarak piyasada ucuz olarak temin edilebilen ve imalatı kolay olan bir çelik malzemenin nasıl bir plastik deformasyon davranışı sergilediği incelenmiştir.

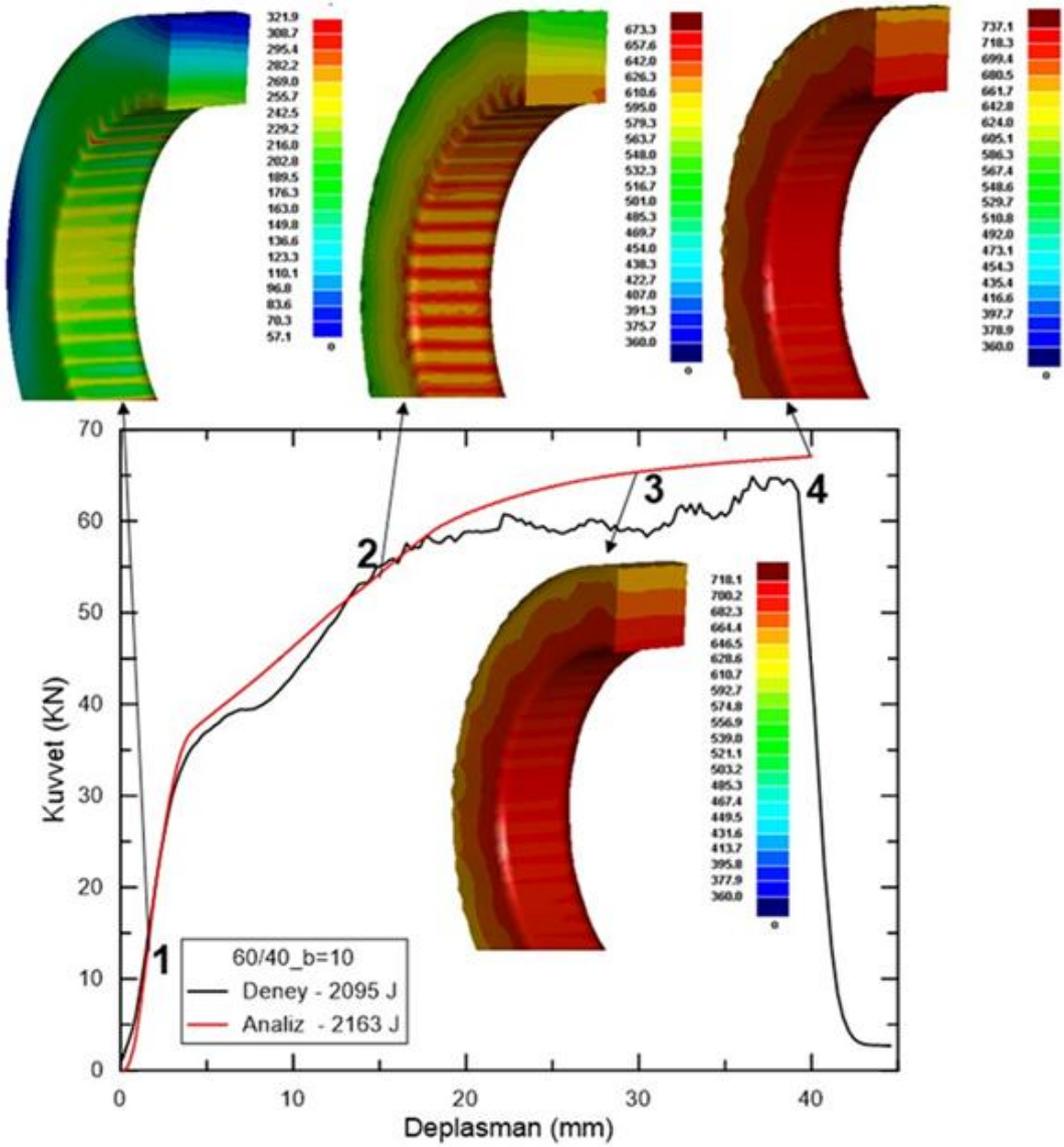
3.1.1. Deney ve analiz karşılaştırması

Bu kısımda 6 ve 10 mm genişliğinde, 60/40 ölçülerindeki deformasyon bilezikleri söz konusu sınır şartları içerisinde analiz ayarları düzenlenerek yapılmış ve deney sonuçları dikkate alınarak modelin doğrulanma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.5.'te verilen grafikten, genel olarak analiz sonuçlarının deneye ait grafiğin karakteristiğine sahip olduğu ve absorbe edilen enerji miktarı bakımından kabul edilebilir doğruluğa sahip olduğu anlaşılmaktadır.



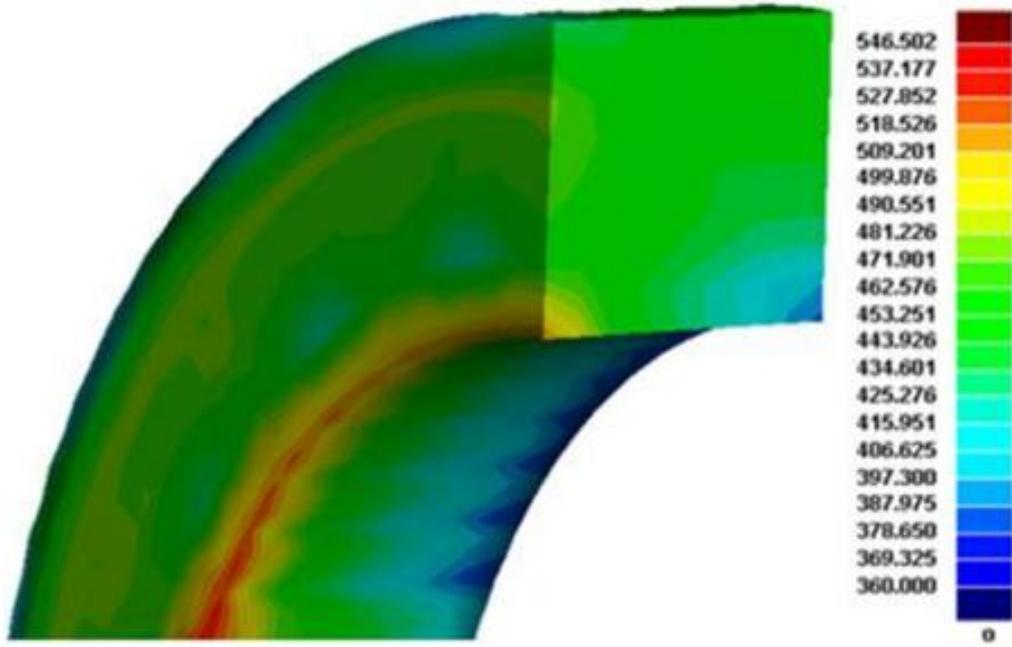
Şekil 3.5. 6 ve 10 mm genişliğinde 60/40 ölçülerindeki deformasyon bileziği için deneysel ve analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-deplasman eğrileri.

Şekil 3.6.'da verilen kuvvet deplasman grafiği üzerinde, belirli deplasman değerleri için deformasyon bileziği kesitinde oluşan eşdeğer gerilmenin dağılımı verilmiştir. Şekilden anlaşılacağı üzere, "1" noktasında bilezikteki gerilmenin akma sınırının altında kaldığı, 2 noktasında (15 mm) bilezik kesitinin tamamen aktığı, "3" ve "4" noktalarında gerilmenin yükselmesine devam ettiği anlaşılmaktadır. Burada önemli bir nokta, basınç altında temasın eşdeğer gerilmenin bilezik iç yüzeyinde, dış çeperlere göre daha yüksek bir değer almasına yol açmaktadır. Ayrıca kuvvet deplasman grafiğinde yaklaşık 35 kN değerinden sonra, eğrideki yükseliş hızının azaldığı dikkat çekmektedir.



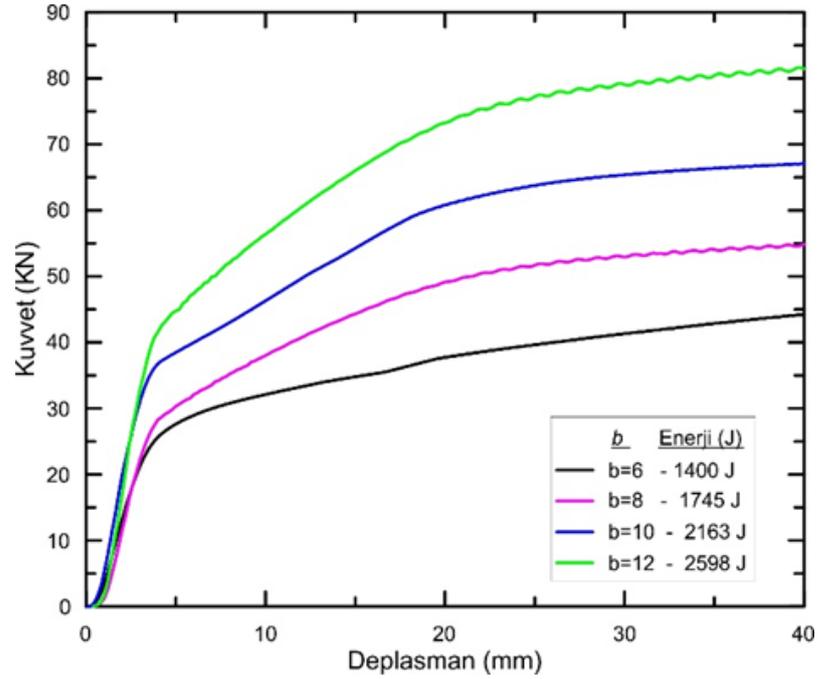
Şekil 3.6. Kuvvet deplasman grafiği üzerinde belirli deplasmanlar için deformasyon bileziğinde oluşan eşdeğer gerilme (Von Mises) dağılımı. Çeliğin akma sınırı 360 MPa. Deplasman değerleri, 1: 1,5, 2: 15 mm, 3: 30 mm, 4: 40 mm.

Şekil 3.6.'ya ek olarak malzeme akma dayanımının eşik gerilme kontörü olarak alınarak oluşturulan Şekil 3.7.'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 3.7. Deplasman değerinin 10 mm olduğu durum için bilezikte oluşan eş değer gerilme dağılımı

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 3.8.'de 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 3.8. Farklı genişlikteki 1,5 derece konik açılı 60/40 ölçülerindeki 10S20 çeliğinden işlenmiş deformasyon bileziği için analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-deplasman eğrileri

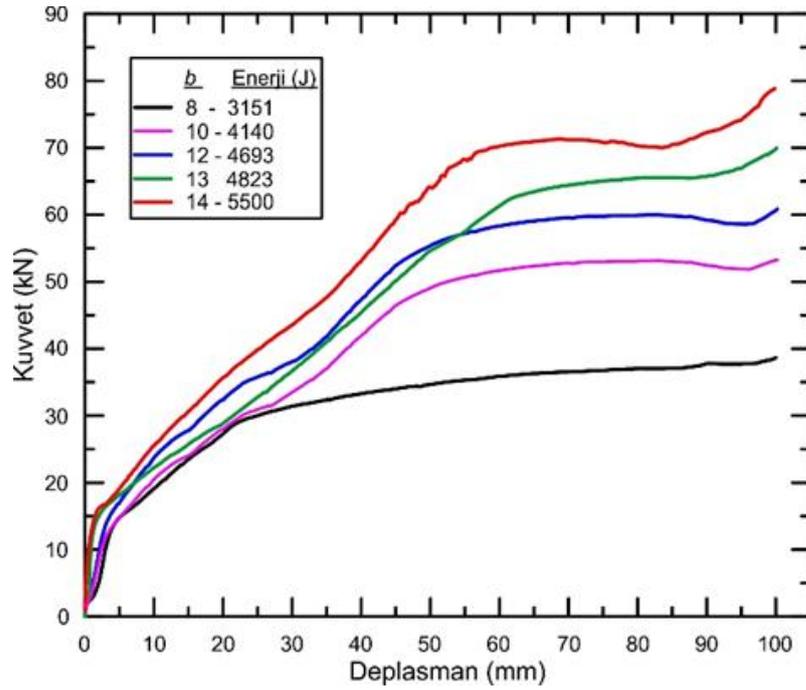
Plastik şekil değişimi sırasında malzemede hasarlanmanın oluşmaması için konik bileziğin imalatı için sünek ve aynı zamanda pekleşme oranı yüksek olan bir malzemenin kullanılması uygun olacaktır.

3.2. Yapı Çeliği S355 (St52-3) Deneysel Çalışma

Çalışmanın devamında, daha yüksek sünekliğe sahip S355 (St52-3) çeliğinin Tablo 2.1'de verilen farklı genişlikteki bilezik ölçüleri için deneylerin yapılması planlanmıştır. Şekil 3.9.'da S355 için hazırlanan deney numuneleri verilmiştir. Şekil 3.10.'da 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 yansıtması bakımından her bir grup için birer adet verilmiştir.



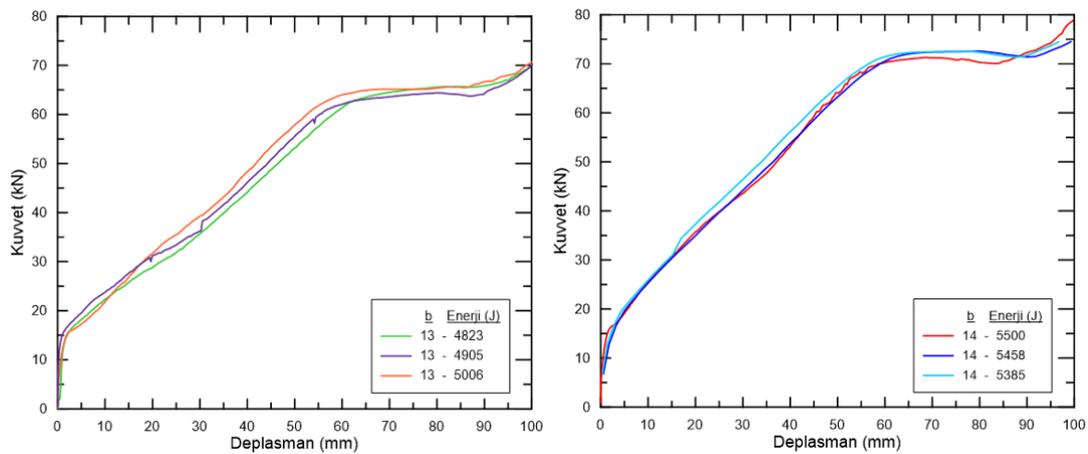
Şekil 3.9. S355 (St52-3) Deney numuneleri



Şekil 3.10. S355 (St52-3) çeliğinden işlenmiş konikliği 1,5 derece olan farklı genişlikteki 60/40 ölçülerinde, deformasyon bileziklerine ait kuvvet-deplasman grafiği

Şekil 3.10.'da görüldüğü gibi, artan bilezik genişliği ile kuvvet değerleri yükselmiştir. 100 mm deplasmanda tüm bileziklerde belirgin bir biçimde deformasyon oluşmasına rağmen, bileziklerde 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. Tez çalışmasının enerji ve kuvvet hedefleri açısından incelenmesi gereken 13 mm ve 14 mm kalınlıktaki bileziklerin herbirinden 3'er tane deneysel numune hazırlanmış ve herbiri ayrı sonuçlar halinde Şekil 3.11.'de verilmiştir. Grafiklerdende anlaşılacağı üzere aynı ölçüdeki deney numunelerinden kabul edilebilecek oranda yakın sonuçlar elde edildiği görülmektedir.

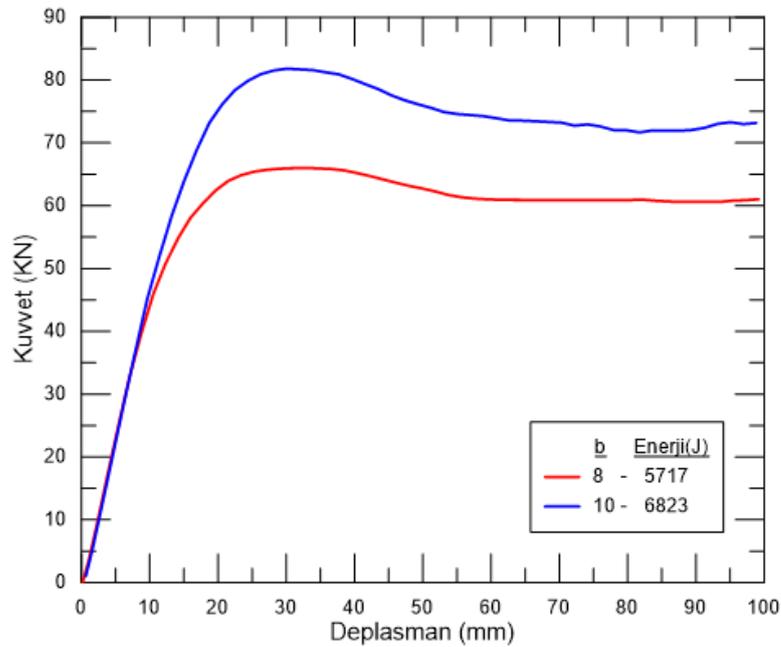


Şekil 3.11. Yapı çeliği için 13 mm ve 14 mm kalınlıktaki bileziklere ait deneysel grafikler

14 mm genişliğe sahip bileziklerin absorbe ettiği enerji, hedeflenen enerji değerini sağladığı ancak kuvvetin 68-70 kN bandını aştığı görülmektedir. Bu nedenle hedef enerji değerinin sağlandığı ve üst kuvvet değerlerinin aşılmadığı 13 mm genişliğindeki bileziğin kullanılması makul gözükmemektedir. Ayrıca aynı bilezik genişliğinde çok sayıda deneyle tekrarlanabilirlik açısından sorun teşkil etmeyen sonuçlar elde edilmiştir. Şase direklerinde plastik deformasyona ait kuvvet sınırlaması göz önüne alınmaması halinde, yani üst kuvvet sınırlarının göz ardı edilmesi durumunda, 14 mm genişliğine sahip bilezikte 100 mm deformasyon için absorbe edilen enerji büyüklüğü (5500 J), aracın 16,9 km/h hız ile çarpma durumundaki enerji değerine eşdeğerdir.

3.3. Paslanmaz Çelik (304) Deneysel Çalışma

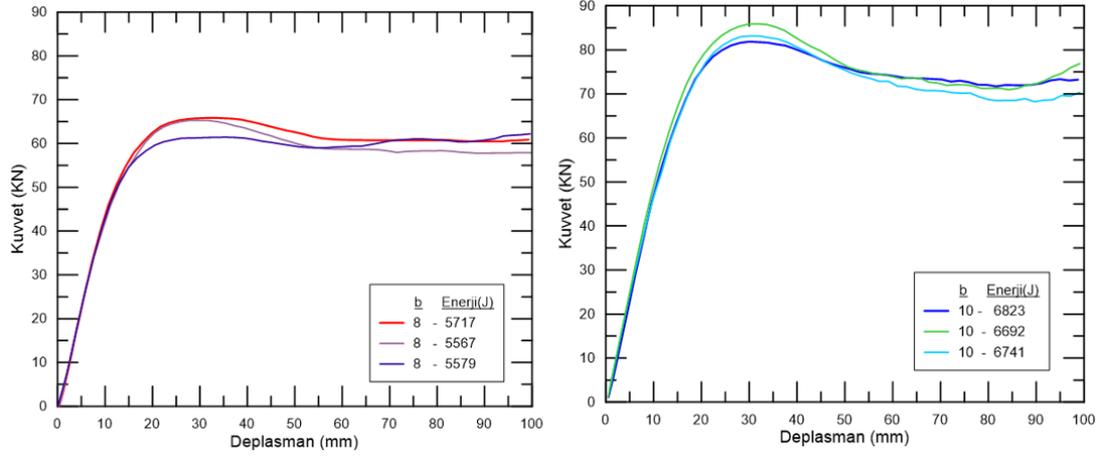
S355 yapı çeliğinden daha yüksek pekleşme davranışı gösteren 304 kalite paslanmaz çeliği için yapılacak deneylerde bilezik kalınlığı 8 ve 10 mm olan numuneler hazırlanmış ve aynı şartlar altında deneysel çalışmalar gerçekleştirilerek Şekil 3.12.'deki kuvvet deplasman eğrileri elde edilmiştir.



Şekil 3.12. 304 çeliğinden işlenmiş konikliği 1,5 derece olan farklı genişlikteki 60/40 ölçülerinde, deformasyon bileziklerine ait kuvvet-deplasman grafiği

Paslanmaz çeliğe ait deney sonuçlarından anlaşılacağı üzere yüksek pekleşme özelliği gösteren malzemelerde plastik şekil değişiminden sonra reaksiyon kuvvet artış oranının diğer çelik türlerine göre daha yüksek olduğu ve buna bağlı olarak absorbe edilen enerji miktarının arttığı gözlenmiştir.

Paslanmaz çelik deneysel sonuçlarının doğrulanması için 8 mm ve 10 mm kalınlığındaki numunelerden 3'er numune hazırlanmış ve kuvvet-deplasman eğrileri Şekil 3.13.'te verilmiştir. Elde edilen kuvvet-deplasman eğrilerinin birbirinden çok farklı olmadığı ve bu eğrilerden herhangi birinin referans kabul edilebileceği görülmektedir.



Şekil 3.13. Paslanmaz çeliği için 13 mm ve 14 mm kalınlıktaki bileziklere ait deneysel grafikler

Paslanmaz çeliğe ait deney numunesi ve deney düzeneği Şekil 3.14. ve Şekil 3.15.'de verilmiştir.



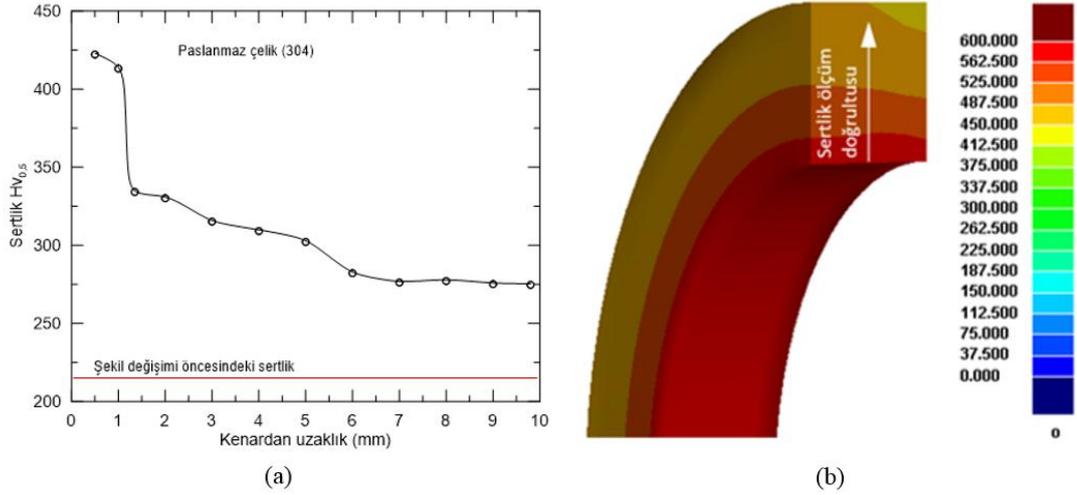
Şekil 3.14. Paslanmaz Çelik(304) deney numuneleri



Şekil 3.15. Paslanmaz Çelik(304) deney düzeneği

15 km/h hızla önden rijit bir engele çarpma durumunda absorbe edilmesi gereken enerji değerinin 4340 J olduğu yukarıda da belirtilmişti. Bu enerji değerinin yapılan deneysel çalışmalar neticesinde 13 mm genişliğe sahip S355 çeliği ile sağlandığı görülmüştü. Ancak paslanmaz çelikle yapılan deneylerde absorbe edilen enerji değeri S355 çeliğinden çok daha yüksek değerlerde ve 8 mm genişliğindeki bilezikle 5715 J olarak elde edilmiştir. Bu enerji değeri, çalışma kapsamında belirlenen enerji değerinden yaklaşık %132 daha yüksektir.

Deney sonrası 8 mm genişliğe sahip bileziğin yüzey sertliği incelendiğinde; başlangıçta 215 HV sertliğe sahip olduğu ancak 100 mm deplasman sonunda iç yüzeyde maksimum değere ulaştığı ve kalınlık doğrultusu boyunca sertliğin azaldığı Şekil 3.16.'da görülmektedir. Tüm kesitte meydana gelen bu yüzey sertlik artışı pekleşmeden dolayı gerçekleşmiştir.



Şekil 3.16. 100 mm deplasman için şekil değiştirmiş bileziğin iç kısmındaki sertliğin mesafe ile değişimi, (b) plastik şekil değiştirmiş bilezik üzerinde sertlik ölçüm yeri ve doğrultusu

Şase direklerinde plastik deformasyona ait kuvvet sınırlaması göz önüne alınmaması halinde, yani üst kuvvet sınırlarının göz ardı edilmesi durumunda, 10 mm genişliğe sahip bileziğin kullanılması daha uygun olacaktır. 10 mm genişlikteki bileziğin 100 mm deformasyon için absorbe edilen enerji büyüklüğü (6823 J), aracın 18,8 km/h hızla çarpma durumundaki enerji değerine eşdeğerdir.

BÖLÜM 4. SONUÇ ve ÖNERİ

Çalışma kapsamında, sabit duran cisme tam çarpma durumu için enerjinin emniyetli bir şekilde absorbe edilebilmesine yönelik konik deformasyon bileziğinin kullanılabilirliği araştırılmıştır. Rijit cisme 15 km/h hız ile tam çarpma durumu için her iki tarafta birer tane bulunan (Şekil 1.1.) çarpışma kutusu yerine konik deformasyon bileziğinin kullanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır. Çarpma esnasında absorbe edilen enerjinin bilezik malzemesinin deformasyonu için harcadığı bu nedenle kullanılacak çelik malzemenin sünekliğinin önemli olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu tür plastik deformasyon ile enerjinin absorbe edilmesi istenen sistemlerde sünek malzemenin kullanılması ve enerji absorbesi esnasında malzemenin tamamen deforme olmaması gerekmektedir. 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. Otomat çeliği diğer deney numunelerinde kullanılan malzemelere göre daha ucuz ve kolay bulunabilen bir çelik türü olduğu için maliyet açısından yapı ve paslanmaz çeliğe göre daha tercih edilebilir. Otomat çeliğinin pekleşme ve sünekliğe bağlı olarak tokluğunun düşük olmasından dolayı bu tür plastik deformasyon uygulamalarında yapı ve paslanmaz çeliklerine göre tercih edilmemektedir.

Ayrıca gelişen malzeme teknolojisi ile araçlardaki ana şasi kolonlarında daha yüksek mukavemetli çelikler kullanılmaya başlanmıştır. Bu durum çalışma kapsamında belirlenen üst kuvvet limitinin yukarıya ötelenmesine dolayısıyla absorbe edilen enerji değerlerinin daha da yüksek olmasını sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Paul Du Bois, (2000) "Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection" American Iron and Steel Institute 2000 Town Center Southfield Michigan 48075
- [2] Chiandussi, G., Avalle, M. (2002) Maximization of the crushing performance of a tubular device by shape optimisation, *Computers and Structures*, 80, 2425-2432
- [3] 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.
- [4] Morello, L., Rossini, L., R., Pia G. ve Tonoli, A. (2011). *The Automotive Body Volume I*. London: Springer
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] Yamazaki, K., Han, J. (2000) Maximization of the crushing energy absorption of cylindrical shells, *Advances in Engineering Software*, 31, 425-434
- [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.

- [11] 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.
- [12] 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
- [13] 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.
- [14] Zarei H.R. ve Kröger M. (2008). "Optimization of foam filled aluminium tubes for crush box application", *Thin-Walled Structures*, 46, 214-221.
- [15] 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.

ÖZGEÇMİŞ

Bilal Cingöz, 14.06.1991'de Van'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Van'da tamamladı. 2010 yılında Van Milli Piyango Anadolu Lisesi Fen Bilimleri Bölümünden mezun oldu. 2010 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümünü 2014 yılında bitirdi. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde yüksek lisans eğitimine başladı.