OTOMOTİV UYGULAMALARI İÇİN ELEKTRİK DİRENÇ NOKTA KAYNAĞININ DARBE ETKİSİ ALTINDA DAYANIMININ DENEYSEL VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ

Elif COŞGUN ŞAHİN

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV UYGULAMALARI İÇİN ELEKTRİK DİRENÇ NOKTA KAYNAĞININ DARBE ETKİSİ ALTINDA DAYANIMININ DENEYSEL VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ

Elif COŞGUN ŞAHİN
0000-0002-9295-9467

Doç. Dr. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OTOMOTİV UYGULAMALARI İÇİN ELEKTRİK DİRENÇ NOKTA KAYNAĞININ DARBE ETKİSİ ALTINDA DAYANIMININ DENEYSEL VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ

Elif COŞGUN ŞAHİN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN

Otomotiv sektöründe sürekli iyileştirilmesi hedeflenen unsurlar enerji tasarrufundan dolayı hafiflik ve araç güvenliğidir. Bu unsurları iyileştirmek için farklı malzemeler üzerinde çalışmalar yapılmaktadır. AISI 304 paslanmaz çelikleri korozyon direncinin yanı sıra yüksek şekillendirilebilme, kaynak kabiliyeti ve enerji emme kapasitesi gibi önemli özellikleri bir arada bulundurmaktadır. Otomotiv sanayinde AISI 304 paslanmaz çelikleri egzoz sisteminde ve birçok küçük bileşeni oluşturmak için kullanılmaktadır. Araç güvenliğini arttırmak için alışılagelmiş malzemeler yerine uygun tasarımlar ile maliyet dengelenerek kullanım popülaritesi artacağı düşünülmektedir.

Bu araştırmada, AISI 304 paslanmaz çeliklerinin elektrik direnç nokta kaynak dayanımını etkileyen optimum parametreler belirlenerek hegzagonal yapılı çarpışma kutuları elektrik direnç nokta kaynağı ile birleştirilmiştir. Birleştirilen çarpışma kutularına çeşitli testler uygulanmış, sönümlenen enerji ve çarpışma karakteristiği üzerine etkisi incelenmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar incelenip optimum elektrik direnç nokta kaynak tasarımı belirlenmiş, doğrulanmış bir sonlu elemanlar modeli elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Paslanmaz çelik, elektrik direnç nokta kaynağı, çarpışma kutusu
2022, xiii + 65 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

EXPERIMENTAL AND FINITE ELEMENT METHOD INVESTIGATION OF THE STRENGTH OF RESISTANCE SPOT WELDING UNDER IMPACT FOR AUTOMOTIVE APPLICATIONS

Elif COŞGUN ŞAHİN

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Doç. Dr. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN

The elements that are aimed to be continuously improved in the automotive sector are lightness and vehicle safety due to energy savings. In order to improve these elements, studies are carried out on different materials. In addition to corrosion resistance, AISI 304 stainless steels have important properties such as high formability, weldability and energy absorption capacity. Although AISI 304 stainless steels are used in the automotive industry to create many small components in the exhaust system, it is thought that the popularity of use in vehicle safety will increase by balancing the cost with appropriate designs instead of conventional materials to increase vehicle safety.

In this research, the optimum parameters affecting the spot weld strength of AISI 304 stainless steels were determined and hexagonal collision boxes were combined with electric spot resistance welding. Various tests were applied to the combined collision boxes, and their effects on the absorbed energy and collision characteristics were investigated. Experimental and numerical results were examined and optimum electric spot welding design was determined and a verified finite element model was obtained.

Key words: Stainless steel, spot weld, crash box
2022, xiii + 65 pages.

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanması sürecinde bana bilgi ve tecrübeleri ile rehber olan, desteğini esirgemeyen çok değerli hocam, tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN'a ve deneylerde yardımlarını esirgemeyen, her zaman bilgi ve tecrübelerini aktaran Dr. Öğr. Üyesi Mümin TUTAR'a ve Dr. Cihat ENSARİOĞLU'na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu çalışmada firmanın tüm imkanlarını sunan, bilgi ve tecrübeleriyle destek olan Mactera Birleştirme Teknolojileri Genel Müdürü Umut Onur ŞAHİN'e teşekkür ederim.

Son olarak büyük bir sabırla yanımda olan ve beni maddi manevi destekleyen sevgili eşim Sadreddin Ali ŞAHİN'e, bugünlere gelmemi sağlayan, hayatım boyunca bana destek olan ve beni cesaretlendiren annem Nergiz COŞGUN'a, babam Erol COŞGUN'a ve kardeşim Merve AYER'e teşekkürü bir borç bilirim.

Elif COŞGUN ŞAHİN

…/…/2022

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ÖZETLERİ	3
2.1. AISI 304 Paslanmaz Çelikleri	3
2.2. AISI 304 Paslanmaz Çeliğinin Kaynağı	4
2.3. Otomotiv Sektöründe AISI 304 Paslanmaz Çeliği Kullanım Alanları	4
2.4. Çarpışma Kutusu	5
2.4.1. Enerji emilimi ile ilgili tanımlamalar	9
2.4.2. Paslanmaz çelik çarpışma kutusu	12
2.4.3. Çarpışma kutusu üzerine yapılan araştırmalar	14
3. MATERYAL ve YÖNTEM	19
3.1. Malzeme Seçimi	19
3.2. Deney Tasarımı ve Kaynak Parametreleri Optimizasyonu	19
3.3. Elektrik Direnç Nokta Kaynağı	22
3.4. Çekme Testleri	24
3.5. Çarpışma Kutusu Geometrisi	26
3.6. Düşürme Darbe Testleri	28
4. BULGULAR	31
4.1. Çekme Testi Sonuçları	31
4.2. Düşürme Darbe Testi Sonuçları	40
4.3. Sonlu Elemanlar Analizleri	52
5. SONUÇ	59
KAYNAKLAR	61

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
δ_b	İlk deformasyon miktarı
δ_{maks}	Maksimum deformasyon miktarı
δ_s	Son deformasyon miktarı
Al	Alüminyum
E_m	Özgül enerji sönümleme kapasitesi
E_T	Toplam sönümleme enerjisi
F	Elektrot kuvveti
F_{maks}	Maksimum deformasyon kuvveti
F_{ort}	Ortalama ezilme kuvveti
GPa	Gigapaskal
I	Elektrik akımı
J	Joule
kg	Kilogram
kJ	Kilojoule
kN	Kilonewton
l	Çarpışma kutusunun ilk boyu
m	Kütle
MPa	Megapaskal
Q	Isı enerjisi
R	Elektrik Direnci
S/N	Sinyal-Gürültü Oranı
t	Zaman
η_F	Ezilme kuvveti verimi

Kısaltmalar	Açıklama
3P	3 adet elektrik direnç nokta kaynağı
4P	4 adet elektrik direnç nokta kaynağı
AISI	Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü
ASTM	Uluslararası Amerikan Test ve Materyalleri Topluluğu
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
DH	Düşük Hız
FEM	Sonlu Elemanlar Yöntemi
HV	Vickers Sertliği
IGİ	Isı Girdisi İndeksi
JC	Johnson-Cook
KP1	Kaynak Parametresi 1
KP2	Kaynak Parametresi 2
YH	Yüksek Hız

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. "Muz eğrisi" çeşitli çelik sınıflarının çekme dayanımı-toplam uzama eğrileri (Karabulut ve diğerleri, 2019) 3
Şekil 2.2. Ostenitik için tanımlar, bileşimler, mekanik özellikler ve genel uygulamalar (Callister & Rethwisch, 2013)..... 5
Şekil 2.3. Önden çarpma içeren kazalar (Rao ve diğerleri, 2016)..... 6
Şekil 2.4. Çarpma yüklerine maruz kalan araçtaki yapısal elemanlar (Rao ve diğerleri, 2016) 8
Şekil 2.5. Ön tampon ve çarpışma kutusunun geometrik modeli (Rao ve diğerleri, 2016)..... 9
Şekil 2.6. (a) İdeal enerji emilim grafiği (b) Pratikte enerji emilim grafiği (Rao ve diğerleri, 2016) 12
Şekil 2.7. Otomobil kazalarında kullanılan malzemeye göre koruma oranı (Öztürk ve diğerleri, 2009) 14
Şekil 3.1. Kullanılan kaynak makinesi 23
Şekil 3.2. Kullanılan çift silindirli kaynak makinesi basınç-kuvvet diyagramı 24
Şekil 3.3. Deneylerde kullanılan çekme test cihazı 25
Şekil 3.4. Esas malzeme için çekme numunesi (ASTM E8/E8M-16a , 2016)..... 25
Şekil 3.5. Deney numunelerinin boyutları ve kaynak pozisyonu 26
Şekil 3.6. Kaynaklı çekme-kayma deney numunesi..... 26
Şekil 3.7. Çarpışma kutusu imalat ölçüleri ve montajlı CAD görüntüsü 27
Şekil 3.8. Kaynak parametreleri katalog değerleri (Dengensha Europe) 27
Şekil 3.9. Deneylerde kullanılan düşürme darbe test cihazı..... 28
Şekil 3.10. Düşürme darbe test cihazına yerleştirilen çarpışma kutusu 29
Şekil 4.1. ASTM E8/E8M standartlarında üretilen hadde yönünde ve hadde yönüne dik hazırlanan numunelerin ortalama gerilme-birim şekil değiştirme eğrileri 32
Şekil 4.2. Kaynaklı numunelerin çekme eğrileri a) 111 b) 122 c) 133 33
Şekil 4.3. Kaynaklı numunelerin çekme eğrileri d) 212 e) 223 f) 231 34
Şekil 4.4. Kaynaklı numunelerin çekme eğrileri g) 313 h) 321 i) 332..... 35
Şekil 4.5. Kaynak parametrelerinin normalize S/N oranlarına etkileri 37
Şekil 4.6. Farklı kaynak parametrelerine sahip birleştirilmiş numunelerin çekme eğrileri 38
Şekil 4.7. Farklı kaynak parametrelerine sahip elektrik direnç nokta kaynağıyla birleştirilmiş numunelerin enerji sönümleme eğrileri 39
Şekil 4.8. Farklı kaynak parametrelerine sahip birleştirilmiş numunelerin çekme testi sonrası görüntüsü; a) 2 numaralı deney (122) b) 5 numaralı deney (223) c) 9 numaralı deney (332)..... 39
Şekil 4.9. Çekme Kuvvetinin Isı Girdisiyle Değişimi..... 40
Şekil 4.10. Düşürme darbe testi sonrası kutu numuneleri 41
Şekil 4.11. a) Numune #1-#2 kuvvet-deplasman eğrileri b) Numune #3-#4 kuvvet-deplasman eğrileri 42
Şekil 4.12. c) Numune #5-#6 kuvvet-deplasman eğrileri d) Numune #7-#8 kuvvet-deplasman eğrileri 43
Şekil 4.13. e) Numune #9-#10 kuvvet-deplasman eğrileri f) Numune #11-#12 kuvvet-deplasman eğrileri 44

Şekil 4.14. a) Numune #1-#2-#9-#10 kuvvet-deplasman eğrileri b) Numune #3-#4-#11-#12 kuvvet-deplasman eğrileri 45
Şekil 4.15. a) Numune #1-#2-#5-#6 kuvvet-deplasman eğrileri b) Numune #3-#4-#7-#8 kuvvet-deplasman eğrileri 46
Şekil 4.16. Deney sonrası çarpışma kutularının görüntüsü 47
Şekil 4.17. Düşük hız altında farklı kaynak parametreleriyle (KP1 ve KP2) üretilen kutu kuvvet-deplasman-enerji grafiği 48
Şekil 4.18. Yüksek hız altında farklı kaynak parametreleriyle (KP1 ve KP2) üretilen kutu kuvvet-deplasman-enerji grafiği 48
Şekil 4.19. Düşük hız altında farklı kaynak sayısıyla (3P ve 4P) üretilen kutu kuvvet-deplasman-enerji grafiği 49
Şekil 4.20. Yüksek hız altında farklı kaynak sayısıyla (3P ve 4P) üretilen kutu kuvvet-deplasman-enerji grafiği 49
Şekil 4.21. Düşürme darbe testi sonlu elemanlar modeli 53
Şekil 4.22. 3 adet elektrik direnç nokta kaynaklı çarpışma kutusu için nümerik ve deneysel kuvvet-deplasman eğrilerinin karşılaştırılması 54
Şekil 4.23. Johnson-Cook malzeme tanımlamasıyla yapılan analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması 56
Şekil 4.24. 3 adet elektrik direnç nokta kaynaklı çarpışma kutusu için gerçek test ve sonlu elemanlar analizinden farklı test anları için deformasyonun değişimi 56
Şekil 4.25. Çarpışma kutusu deney ve sonlu elemanlar analizinden farklı test anları için yanal deformasyonun değişimi 57
Şekil 4.26. Analiz süresi t=7,2e-3s'deki a) eşdeğer plastik şekil değiştirme b) Eşdeğer gerilme (von Mises) dağılımları 58

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. AISI 304 çeliği mekanik özellikleri 19
Çizelge 3.2. Kullanılan AISI 304 paslanmaz çeliğinin kimyasal kompozisyonu (%Ağ.) 19
Çizelge 3.3. Deney seti kaynak parametreleri 21
Çizelge 3.4. Kaynak makinesi bilgileri 23
Çizelge 3.5. Düşürme darbe testinde uygulanan tanımlamalar 29
Çizelge 3.6. Çarpışma kutusu numune özellikleri 30
Çizelge 4.1. Kaynaklı numunelerin ısı girdisi indeksi (IGİ) değerleri, çekme kuvvetleri, uzama Miktarı, hesaplanan S/N oranları 36
Çizelge 4.2. Kaynak parametrelerinin normalize S/N oranlarına etki seviyeleri 37
Çizelge 4.3. Normalize edilmiş S/N oranları için oluşturulan ANOVA tablosu 38
Çizelge 4.4. Düşürme darbe testine ait veriler 41
Çizelge 4.5. Düşürme darbe test sonuçları ve hesaplamalar 50
Çizelge 4.6. DH altında çarpışma kutusunun deneysel sonuçları 51
Çizelge 4.7. YH altında çarpışma kutusunun deneysel sonuçları 51
Çizelge 4.8. Yüksek hız ve düşük hız için tanımlanan ilk hızlar 53
Çizelge 4.9. 304 çeliği için kullanılan Johnson-Cook (JC) Malzeme Sabitleri (Maurel-Pantel ve diğerleri, 2012, Espinosa ve diğerleri, 2006) 55

1. GİRİŞ

Günümüzde araç üretiminde artan güvenlik gereksinimleri ve ağırlık azaltma hedeflerine ulaşmak için araştırmalar yapılmaktadır. Uygulanan stratejilerden biri hafif gövde yapısına sahip yüksek mukavemetli malzemelerden yapılan çarpışma kutularının kullanılmasıdır. Çarpışmada doğan enerjiyi sönümleme ve çarpışma karakteristiğin iyileştirmek için çarpışma kutusu tasarımında yeni geometriler ve malzemeler araştırılmaktadır.

Genel olarak bir araçta yaklaşık 2000 ile 5000 arasında elektrik direnç nokta kaynağı bulunmaktadır. Bu kaynak metodu araç bütünlüğü ve güvenlik için oldukça önem arz etmektedir. Olası bir kaza anında çarpışma kutuları yüksek oranda enerji sönümleyerek yolcuları ve araç yapısını korur. Metal malzemeden üretilen çarpışma kutularının birleştirilmesi için elektrik direnç nokta kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır. Dolayısıyla bu kaynak metodunun çarpışma altındaki mekanik dayanımı enerji sönümleme yeteneğini etkileyeceğinden dolayı kaynak parametreleri seçimi büyük önem arz etmektedir.

AISI 304 paslanmaz çelikler yüksek korozyon direncinin yanı sıra enerji emme, kaynak kabiliyeti ve kolay şekillendirilebilme gibi özellikleri ile ön plana çıkmaktadır. AISI 304 paslanmaz çelikleri bu özellikleriyle karbon çelikleri, alüminyum alaşımlarıyla karşılaştırıldığında yapısal uygulamalar içinde daha verimli bileşenler oluşturmak adına kullanımının artacağı açıktır.

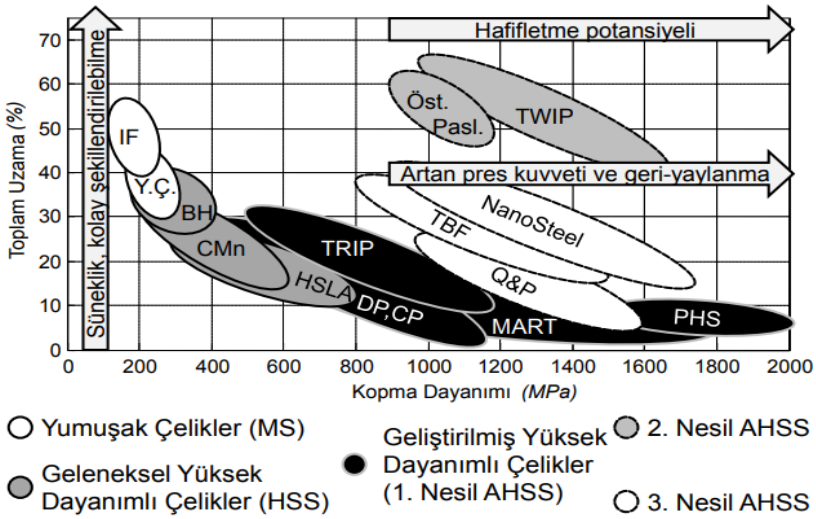
Bu tez çalışmasında AISI 304 paslanmaz çeliği kullanılarak uygun çarpışma kutusu geometrisi seçilip elektrik direnç nokta kaynağı ile birleştirilmesi ve düşürme darbe testi ile enerji sönümleme kapasitelerine göre optimum kaynak parametrelerinin belirlenmesi esas alınmıştır. Ön deneyler için deney seti tasarımı Taguchi'nin L9 ortogonal dizisine göre yapılmıştır. Taguchi metodu yardımıyla elektrik direnç nokta kaynağını etkileyen en önemli parametreler olan kaynak süresi, elektrot kuvveti ve kaynak akımı optimize edilmiştir. Ön deneylerde belirlenen bu parametreler ile kaynak edilen numunelere yapılan çekme testleri sonucu numunelerin mekanik özellikleri incelenmiştir. Elektrik direnç nokta kaynağıyla optimize kaynak parametre sonuçlarına göre çarpışma kutu tasarımları kaynak sayısı ve literatürden elde edilen farklı kaynak parametreleriyle

değiştirilerek kaynaklı birleştirmeler gerçekleştirilmiştir. Çarpışma kutularına düşürme darbe testi yapılmış enerji sönümleme ve diğer çarpışma karakteristiklerinde en iyi sonucu veren değerler belirlenmiştir. Yapılan düşürme darbe testleriyle sonlu elemanlar modeli karşılaştırılarak gerçeğe uygun bir model elde edilmiştir. Tasarımı gerçekleştirilen çarpışma kutularının sonlu elemanlar modelleri Abaqus programı ile oluşturulmuştur. Elde edilen veriler ile çarpışma kutusunun çarpışma etkisi altındaki deformasyon karakteristiği incelenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ÖZETLERİ

2.1. AISI 304 Paslanmaz Çelikleri

Paslanmaz çelikler, bileşimlerinde en az %11 krom içeren bir çelik ailesidir. Bu çeliklerin yüksek korozyon dayanımını sağlayan asıl unsur; yüzeye kuvvetle tutunmuş yoğun, sünek, çok ince ve saydam bir oksit tabakasının varlığıdır. Çok ince olan bu amorf tabaka sayesinde paslanmaz çelikler, kimyasal reaksiyonlarda pasif davranarak korozyona karşı dayanım kazanırlar. Söz konusu oksit tabakası, oksijen bulunan ortamlarda oluşur ve dış etkilerle (kesme, aşınma, talaşlı imalat, vb.) bozulsa dahi kendini onararak eski özelliğine tekrar kavuşur. Paslanmaz çeliklerde iç yapıyı belirleyen en önemli alaşım elementleri nikel, molibden ve mangandır. Bunlardan öncelikle krom ve nikel içyapının ferritik ve ostenitik olmasını belirler (Fındık, 2021).



Şekil 2.1. "Muz eğrisi" çeşitli çelik sınıflarının çekme dayanımı-toplam uzama eğrileri (Karabulut ve diğerleri, 2019)

Ostenitik paslanmaz çelikler de krom, nikel ve mangan içerirler ve bunların içerdikleri krom ve nikel oranlarının toplamı en az %23 düzeyindir (Savaşkan, 2007). AISI 304 paslanmaz çeliği ostenitik paslanmazlar grubuna girmektedir. Geleneksel olarak bir çeliğin mukavemeti artırıldığında şekillenebilme yeteneği azalmaktadır. Malzemede şekillendirme yeteneğinin iyi olması için akma dayanımının düşük, çekme dayanımının yüksek olması, dolayısıyla akma/çekme oranının da düşük olması beklenir. Şekil 2.1' de

verilen muz diyagramında otomotiv sektöründe kullanılan ostenitik ve diğer çeliklerin çekme dayanımı-toplam uzama eğrileri verilmiştir.

AISI 304 paslanmaz çeliğin yüksek çekme mukavemeti ve korozyon dayanımı vardır (Kaner, 2021). Bununla beraber düşük ısıl iletkenliğinin yanında sünek bir yapıya sahiptir. Malzemenin iç yapısında bulunan alaşım elementleri açısından krom-nikel ve bir miktar molibden içermesi malzemede mukavemet arttırıcı etki oluşturmaktadır (Tekaslan ve diğerleri, 2008).

2.2. AISI 304 Paslanmaz Çeliğinin Kaynağı

AISI 304 paslanmaz çeliğin sahip olduğu yüksek kaynak kabiliyeti özellikle kaynaklı imalat ile ürün elde edilen sektörlerin tercihidir. (Kaner, 2021). Yüksek alaşımlı çeliklerin kaynak kabiliyeti en yüksek olan ostenitik paslanmaz çelikler grubunu tüm ergitme ve direnç kaynak prosesleri ile kaynak edebilmek mümkündür. Ostenitik paslanmaz çelikler en yaygın kullanılan çelik türüdür. Krom ve nikel içeren 304 alaşımı en yaygın kullanılan paslanmaz çelik kalitesidir (Askeland ve diğerleri, 2010). Yapısındaki alaşım elementlerinin etkisi ile kaynak kabiliyetlerini etkileyen durumlar ortaya çıkmaktadır. Isı iletimleri düşük ve genleşmeleri yüksek olduğundan dolayı kaynak işleminde ısı girdisi olabildiğince düşük tutulmalıdır. Dolayısıyla oldukça yaygın kullanılan bu çelik türünün kaynak edilebilmesi ve uygun kaynak yönteminin seçilmesi önemlidir (Uğur, 2005).

2.3. Otomotiv Sektöründe AISI 304 Paslanmaz Çeliği Kullanım Alanları

AISI 300 serisi paslanmaz çeliklerin ortaya çıkan kullanımı, yapısal parçalarda genellikle süspansiyon kolları, tampon kirişleri veya beyaz gövde parçaları (BIW) için olmuştur. Ostenitik paslanmaz çelik kullanan parçaların hafif tasarımı, aynı mekanik davranışla (çarpma) önemli ölçüde ağırlık azalmasına izin verir. Yapısal uygulama için genellikle düşünülen ostenitik paslanmaz çelik kaliteleri; AISI 301, 301LN, 304 veya 304L'dir (Santacreu ve diğerleri, 2006).

Otomotiv sektöründe AISI 304 paslanmaz çeliği genellikle korozyon dirençlerinden dolayı egzoz sisteminde kullanılırlar. Motor bölümünde esnek hortumlar ve kelepçeler,

silecek gibi korozyon direncinin yüksek olması istenilen yerlerde görmek mümkündür. Dünyadaki yeni emisyon azaltma standartları ve çevresel problemler üreticileri paslanmaz çelik malzemenin yapısal elemanlarda da tercih etmeye yöneltmektedir. Yapısal olarak istenilen mekanik özellikleri karşılaması sebebiyle ostenitik paslanmaz çelikleri enerji sönümleme yetenekleriyle de görmek mümkündür.

				Mekanik Özellikler			
AISI	*UNS*	*Kompozisyon (wt%)[a]*	*Koşul [b]*	*Çekme Mukavemeti [MPa (ksi)]*	*Akma Mukavemeti [MPa (ksi)]*	*Süneklik [%EL in 50 mm (2 in.)]*	*Genel Uygulamalar*
				Östenitik			
304	S30400	0.08 C, 19 Cr, 9 Ni, 2.0 Mn	*Tavlanmış*	515 (75)	205 (30)	40	*Kimyasal ve gıda işleme ekipmanları, kriyojenik kaplar*

Şekil 2.2. Ostenitik için tanımlar, bileşimler, mekanik özellikler ve genel uygulamalar (Callister & Rethwisch, 2013)

Ayrıca ostenitik paslanmaz çelik titanyum ve zirkonyum gibi alaşımlar ile karıştırılıp su soğutmalı nükleer reaktörler uranyum yakıtı için kaplama olarak kullanılmıştır. Maliyet açısından, bu alaşımlar genellikle ısı eşanjörleri, reaktör tankları ve kimyasal işleme ve nükleer endüstriler için boru sistemlerinde tercih edilen malzemelerdir (Callister & Rethwisch, 2013). Ayrıca, paslanmaz çelikler fiyat bakımından daha pahalıdır, fakat bakımının kolay ve ucuz, ömrünün uzun olması, tamamen geri kazanılabilmeleri ve çevre dostu bir malzeme olmaları büyük avantajlar sağlamaktadır. Böylece parçanın ömrü dikkate alındığında yapılan fiyat analizlerinde, tasarımlarda paslanmaz çelik kullanımının daha ekonomik olduğu görülmektedir (Karcı, 2008).

2.4. Çarpışma Kutusu

Dünyada önemi gittikçe artan çevre sorunları sebebiyle otomobil sektörü de daha çevreci olabilmek için daha az yakıt tüketimi ve güvenlik gibi faktörleri iyileştirmek için sürekli gelişme kaydetmektedir (Hayat, 2010). Dünyada her 9 saniyede bir trafik kazasının olduğu ve her 13 saniyede bir kişinin de trafik kazası sonucu hayatını kaybettiği düşünülürse, trafik kazalarını önleyecek ve kazalardaki yaralanma düzeyini en aza

indirecek araç güvenliği ve kullanılan malzemelerin önemi daha iyi anlaşılacaktır (Akay & Kurt, 2006).

Müşterilerden, hükümetlerden, ulusal ve uluslararası düzenleyici kurumlardan gelen artan talepler, araç tasarımı hususlarında yolcu güvenliğini ön plana çıkarmaktadır. Güvenlik kavramı, bir çarpışmanın meydana gelme durumunda hem yolcuların hem de diğer karayolu kullanıcılarının yaralanma olasılığını, türünü, derecesini ve çarpma olayından kaynaklanan araçlarda meydana gelen hasarı içermektedir. Kavramsal tasarımda araç güvenliğine her zaman birinci derecede önem verilmektedir ve amaç yolcu korumasında sürekli iyileştirmeler yapmaktır. Genel olarak, tasarımı geliştirme amacıyla, araç güvenliği uzmanları araç çarpışmalarını önden, yandan, arkadan veya takla (devrilme) çarpması olarak sınıflandırmaktadır. Ön, yan, arka ve devrilme kazalarında çarpmaya dayanıklılık gereksinimlerini karşılamak için yapıların hafif ve yeterince sağlam olması gerekmektedir. Bu tez çalışmasında önden çarpma başlığı altında incelemeler yapılmıştır. Şekil 2.3'te önden çarpma içeren kazalar gösterilmiştir (Rao ve diğerleri, 2016).



Şekil 2.3. Önden çarpma içeren kazalar (Rao ve diğerleri, 2016)

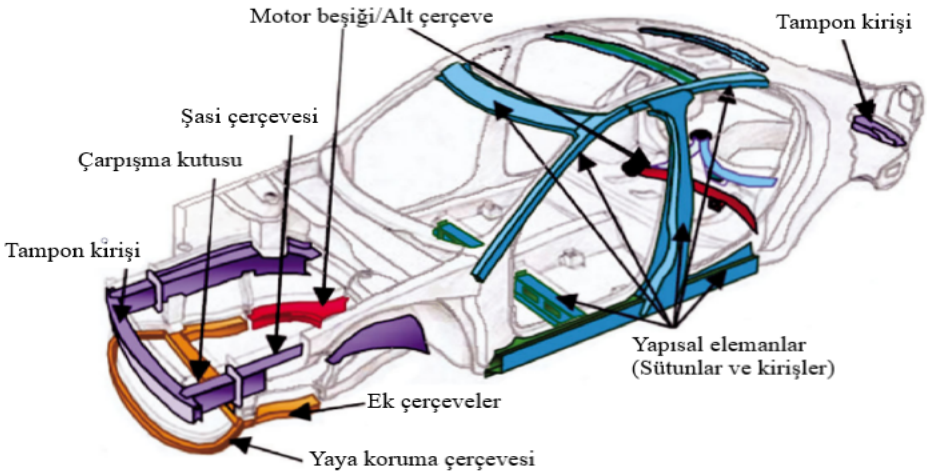
Araç tasarımı alanında kazaların önlenmesi ve kaza anında oluşacak can ve mal kayıplarının azaltılması için birçok yeni güvenlik önlemleri geliştirilmektedir. Bu güvenlik önlemleri aktif ve pasif güvenlik önlemleri olarak ikiye ayrılabilir. Aktif güvenlik, sürücünün kazadan kaçınması için taşıtın kontrol ve frenleme yeteneklerini artıracak şekilde bilgilendirme sistemleri ve kaza ihtimalini sezip aracı bu durumdan çıkaracak şekilde devreye giren kontrol algoritmalarını içerir. Pasif güvenlik ise bir kaza

ile karşılaşılması durumunda, kazanın olumsuz etkilerini mümkün olduğunca azaltmak amacıyla araç üzerinde alınan malzeme değişikliği önlemi ve yapısal iyileştirmeler gibi tasarımları içermektedir (Öztürk & Kaya, 2008). Dolayısıyla pasif araç güvenliği başlığı altında bulunan darbe emiciler yolcular için hayati önem taşımaktadır.

Bir aracın çarpışmaya elverişliliği, aracın yapısının ve herhangi bir bileşeninin, bir çarpışma sırasında, yolcu kabinine iletilen yük miktarı ve yolcuların yaralanması Motorlu Taşıt Güvenlik Standartları tarafından belirtilen sınırlar içinde olacak şekilde çarpışma enerjisini emme kapasitesinin bir ölçüsünü temsil etmektedir. Bu enerji emilimi, ağırlıklı olarak araç yapısının ve bileşenlerinin aşamalı plastik deformasyonu ile gerçekleşir. Aracın çarpışmaya dayanıklılığı ve yolcunun güvenliği, araç tasarımında en önemli ve zorlu iki gereklilik olarak kabul edilir. Geçmişte, çarpışmaya elverişliliğin amacı, araç deformasyonlarını mümkün olan maksimum ölçüde önlemekti. Ancak zaman içinde araç yapılarının tasarımı, plastik deformasyonlar yoluyla çarpışma kinetik enerjisinin büyük bir bölümünü emmek üzere tasarlanmış aşamalı ezilme bölgeleri sağlayarak önemli iyileştirmelerden geçmiştir. Şu anda araç yapıları, yolcu bölmesinin bütünlüğünü korumanın yanı sıra, insan toleransının altında olmak üzere çarpışmadaki ivmelerin düşürülmesini sağlayacak şekilde tasarlanmaktadır. Erken pik yapan ve kademeli bir düşüşe sahip bir çarpışma kuvveti, yolcunun korunması için daha faydalı olarak kabul edilmektedir. Bunun nedeni, yavaşlamada erken bir tepe noktasının yolcunun hızını önemli ölçüde düşürmesi ve daha sonra, sabitlenmiş yolcu aracın iç bölmesine çarpsa bile, yolcunun yaralanma seviyesini azaltacak şekilde çok daha düşük bir hızda gerçekleşmesidir. Çarpışmaya dayanıklılığa yönelik tasarım, kontrollü araç deformasyonları ile kısa sürede (milisaniyeler) çarpışma enerjisini emen ve kalan çarpışma enerjisinin emniyet sistemleri tarafından yönetilebilmesi için yeterli alanı koruyan optimize edilmiş bir araç yapısı sağlar. Bu özellik ve süreç, çarpışma yüklerinin araçtaki yolculara aktarılmasını en aza indirir. Önden çarpışmalardan kaynaklanan çarpışma kinetik enerjisini plastik deformasyonla sönümleme amacıyla aracın ön yapısı dayanıklı olmalıdır, ancak çarpma (veya ezilme) bölgeleri ile deforme olabilmelidir (Rao ve diğerleri, 2016).

Araçların önden çarpışması durumunda yolcu bölmesinin daha az hasar ile kurtarmak için ön tamponun arkasında darbeyi emen çarpışma kutuları bulunmaktadır. Darbeyi sönümleyen bu elemanlar kaza esnasında ortaya çıkan kinetik enerjiyi plastik deformasyona çevirerek belirli oranda sönümlemektedir. Çarpışma kutularının profilleri sönümleme yetenekleri dikkate alınarak tasarlanmaları durumunda, bu kutular akordiyon kıvrımları gibi katlanarak çarpışmadan doğacak olumsuz etkileri azaltırlar. Önden çarpışmada ilk darbeyi alan tampondan kalan enerjinin bir kısmı çarpışma kutuları tarafından sönümlenir. Çarpışma kutuları bu enerjiyi sönümlerken akordiyon kıvrımları şeklinde katlanarak plastik deformasyona uğrar (Köse, 2015).

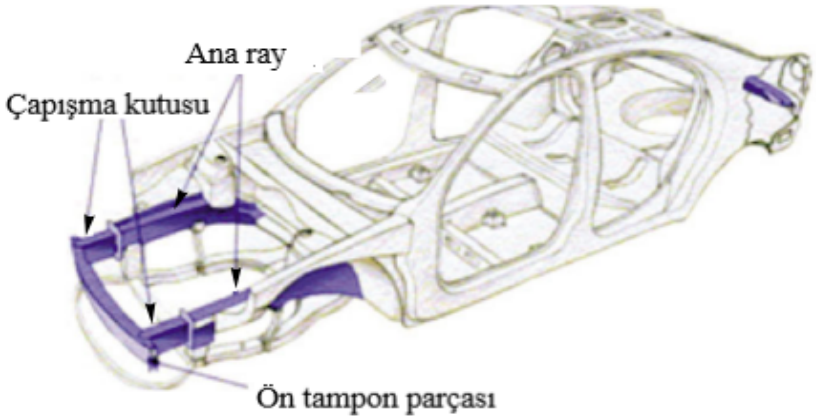
Bir önden çarpışmada yük transfer yolu sırasıyla tampon sistemi, çarpma kutusu, şasi çerçevesi (ana ray), motor beşiği veya alt çerçeve, ön uç gövdesi ve son olarak yolcu bölmesine kadar gerçekleşir. Bu yola ek olarak, Şekil 2.4'te gösterildiği gibi, yolcu bölmesi ezilirken, yanların üst kısmında ve ön uçta yer alan kavisli kiriş yapıları, çarpma yükünü kısmen alır (Rao ve diğerleri, 2016).



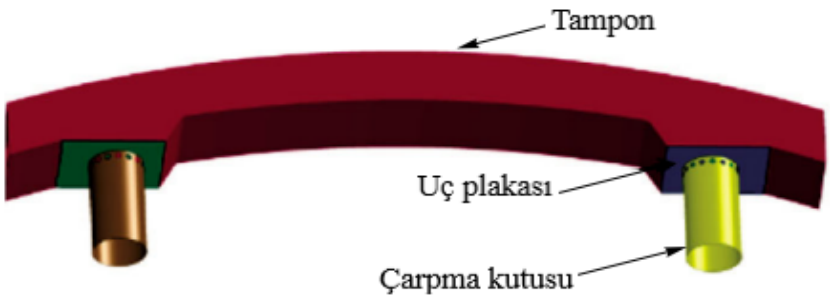
Şekil 2.4. Çarpma yüklerine maruz kalan araçtaki yapısal elemanlar (Rao ve diğerleri, 2016)

Ön gövde parçaları Şekil 2.5'te gösterildiği gibi ön tampon parçası, çarpışma kutusu ve ana ray olmak üzere 3 başlık toplanabilir. Ön tampon ve arkasında bulunan çarpışma

kutuları çarpma yüklerini ilk karşılayan elemanlardır. Bu elemanlar bir çarpışma olayı sırasında malzeme deformasyonu yoluyla enerjiyi makul şekilde kontrol edilebilir bir şekilde emer ve aynı anda yeterli enerjiyi emerek, yolcu bölmesine girmeden veya bir yavaşlama seviyesi üreterek yolcuları korur (Rao ve diğerleri, 2016).



a) Bir arabada tampon kirişi ve çarpışma kutuları



b) Çarpma kutusu ve tampon kirişinin geometrik modeli

Şekil 2.5. Ön tampon ve çarpışma kutusunun geometrik modeli (Rao ve diğerleri, 2016)

2.4.1. Enerji emilimi ile ilgili tanımlamalar

Çarpışma enerjisi emilimini ölçmek için yapılan çalışmalarda yaygın olarak kullanılan tanımlamalar bulunmaktadır. Çarpışma kutusunun tasarım ve performans ölçümü değerlendirilirken bu tanımlamalardan faydalanılmaktadır. Bu tez çalışmasında da kullanılan bu tanımlamalar aşağıda açıklanmıştır.

Toplam Enerji Emilimi:

Bir çarpışma elemanı tarafından emilen enerji, çarpışma kuvveti tarafından yapılan iş hesaplanarak belirlenebilir. Bu tanımlamaya göre emilen toplam enerji Denklem 2.1'deki gibi hesaplanabilir:

$$E_T = \int_{\delta_b}^{\delta_s} F.d\delta \tag{2.1}$$

Burada F(kN) ezilme kuvvetini, δ_s ve δ_b yapılan işin hesaplanacağı ezilme aralığını ifade etmektedir. Emilen enerji, yük- yer değiştirme grafiğinin altında kalan alanın integrali alınarak hesaplanabilmektedir (Jin & Altenhof, 2007).

Özgül Enerji Emilimi:

Toplam sönümlenen enerjinin çarpışma kutusunun deformasyona uğramadan önceki kütlesine oranı özgül enerji emilimi olarak tanımlanmaktadır. Bir başka deyişle enerji soğuran yapının birim kütlesi başına toplam soğurulan enerjidir ve Denklem 2.2'deki gibi hesaplanabilir:

$$\mathrm{E}_m = \frac{E_T}{m} \tag{2.2}$$

Burada, E_m özgül enerji emilimini, m ise çarpışma öncesindeki çarpışma kutusunun kütlesini ifade etmektedir (Altın & Yücesu, 2019).

Maksimum Deformasyon Kuvveti:

Enerji emilimini sağlayan çarpışma kutularında çarpışma anında deformasyon ilk başladığında meydana gelen en yüksek eksenel kuvvete maksimum deformasyon kuvveti (F_{maks}) denir (Guler ve diğerleri, 2010). Çarpışma enerji emilimi sırasında kuvvet maksimum deformasyon kuvvet eşiğinin altında kalmalıdır. İdeal bir çarpışma kutusunda

maksimum deformasyon kuvvetinin yüksek olması istenmemektedir. Bu kuvvetin yüksek olması çarpışma kutusunun enerji emilimini yerine getirmesini olanaksızlaştıracak ve emilimi sağlanamayan enerjinin araç şasi ve yolculara aktarılmasına neden olacaktır.

Ortalama Ezilme Kuvveti:

Ortalama ezilme kuvveti, toplam enerji sönümleme miktarının eksenel yöndeki toplam deformasyon mesafesine oranı olarak Denklem 2.3'teki gibi ifade edilmiştir.

$$F_{ort} = \frac{E_T}{\delta_s - \delta_b} \tag{2.3}$$

Burada; F_{ort} ortalama ezilme kuvveti, E_T toplam sönümleme enerjisini, δ_s son deformasyon miktarını, δ_b ise başlangıç deformasyon miktarını ifade eder (Altın, 2019).

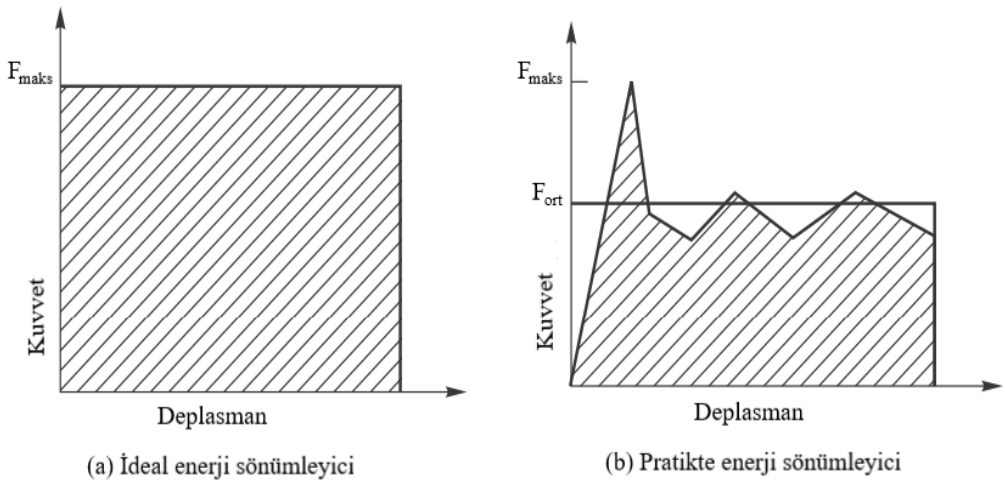
Ezilme Kuvveti Verimi:

Ezilme kuvveti verimi, ortalama ezilme kuvvetinin maksimum deformasyon kuvvetine oranı olarak tanımlanabilir. Denklem 2.4'teki gibi hesaplanabilir:

$$\eta_F = \frac{F_{ort}}{F_{maks}} \tag{2.4}$$

Burada, η_F ezilme kuvveti verimini göstermektedir.

Ezilme kuvveti verimi, aracın çarpışma kutusunun performansını değerlendirmek için kullanılan önemli bir parametredir. Ezilme kuvveti verimi 1'e yaklaştıkça düz bir kuvvet-deformasyon eğrisi üretir. Düşük ezilme kuvveti verimi, araçta insan toleransının ötesine geçebilecek ve çarpışma sırasında yolculara potansiyel olarak zarar verebilecek yüksek bir maksimum deformasyon kuvvetine işaret eder. Şekil 2.6'da bir çarpışma kutusunun enerji sönümleme özelliği gösterilmektedir (Rao ve diğerleri, 2016).



Şekil 2.6. (a) İdeal enerji emilim grafiği (b) Pratikte enerji emilim grafiği (Rao ve diğerleri, 2016)

Deformasyon verimi:

Deformasyon verimi çarpışma kutusunun performansını gösterir. Deformasyon verimi değeri ne kadar yüksekse, enerji emiliminin kapasitesi o kadar büyüktür. Deformasyon verimi (η_S), maksimum deformasyon (δ_{maks}) ile çarpışma kutusunun ilk uzunluğu (l) arasındaki orandır ve Denklem 2.5'te verilmiştir.

$$\eta_S = \frac{\delta_{maks}}{l} \tag{2.5}$$

Deformasyon veriminin 1'e yaklaşması, çarpışma enerjisini emerken çarpışma kutusunun neredeyse toplam uzunluğunun deforme olduğu anlamına gelir. Bu, çarpışma kutusu tasarımında bir çarpışma durumunda araç ve yolcuda minimum hasar elde etmek için faydalı bir parametredir (Alkoles ve diğerleri, 2003).

2.4.2. Paslanmaz çelik çarpışma kutusu

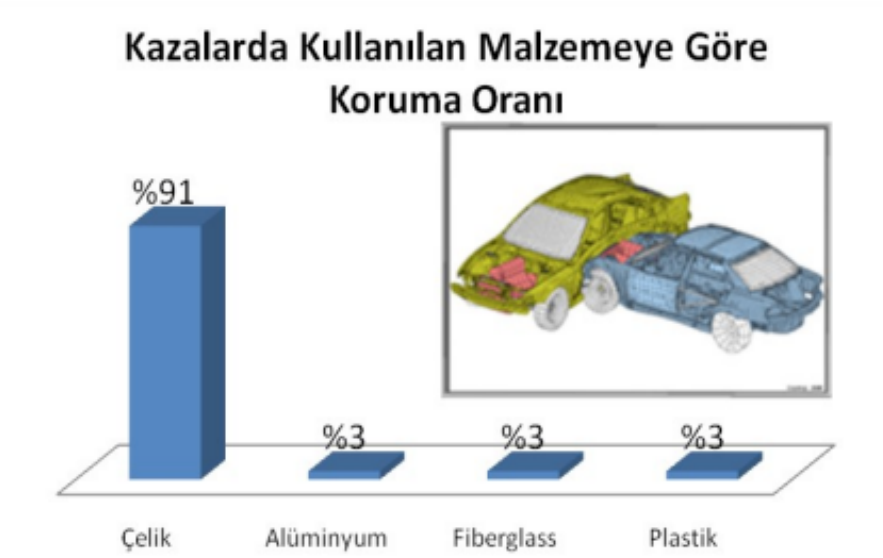
Günümüzde enerji tasarrufu ve güvenlik talepleri, araç üreticilerini araçları daha güvenli ve daha hafif hale getiren malzemeleri kullanmaya yöneltmektedir. Geçmişte alternatif olarak kullanılan hafif malzemelerin, maliyet ve kaynak kabiliyeti ile ilgili sorunları

bulunmaktadır. Oysa paslanmaz çelik, üstün mekanik ve pekleşme özelliklerine, şekillendirilebilme ve kaynak kabiliyetine sahiptir. Günümüzde bir otomobilde, egzoz sistemini ve çeşitli küçük bileşeni oluşturmak için korozyon direncinden ötürü yaklaşık 20 kilo paslanmaz çelik kullanılmaktadır. Ancak, paslanmaz çeliğin yapısal uygulamalar için daha geniş bir kullanımı, yalnızca korozyon direncinin yanı sıra ağırlık tasarrufunu ve daha iyi çarpışma dayanıklılığını sağlamasından dolayı mümkündür. Öncelik, yakıt ekonomisi ve daha az gaz emisyonu elde etmek, yol yaralanmalarını ve ölümleri azaltan pasif araç güvenliğini iyileştirmek için otomotiv endüstrisini daha düşük ağırlıklara ve daha yüksek yapısal çarpışma dayanıklılığına yönlendiren malzeme seçimidir. Paslanmaz çelik, soğuk işlenebilirlik, yorulma direnci, kaynak kabiliyeti, korozyon direnci, tokluk ve süneklik gibi üstün özellikleri sayesinde C çelikleri, HSS ve alüminyum alaşımlar ile karşılaştırıldığında mantıklı bir seçimdir; daha verimli bileşenler oluşturmaya ve yüksek basınç altında şekillendirme(hyroforming) gibi yeni etkili teknolojilerin kullanımına olanak tanır. Sunulan fizibilite çalışmaları, yapısal uygulama için paslanmaz çeliğin otomotiv alanında çok ümit verici bir malzeme olduğunu ve yüksek şekillendirilebilirlik, korozyon direnci, enerji emme kapasitesi gibi çok önemli özelliklerin birleşimine izin verdiğini göstermektedir (Placidi & Fraschetti, 2005).

Otomobillerin ağırlığını azaltabilen ve aynı zamanda çarpışma emilimini ve dolayısıyla güvenliği sağlayan üstün malzemelerden biri ostenitik çeliktir. Ostenitik paslanmaz çelikler, otomobillerin çarpışma ile ilgili bölümlerinde kullanılmaktadır. Ayrıca tasarımcılar, çok iyi korozyon dirençlerini ve üstün yüzey özelliklerini tekerlekler, traversler, tavan paneli veya bagaj kapıları gibi yapısal görünür parçalar için tercih edebilmektedir (Santacreu ve diğerleri, 2006). Geleneksel olarak araba egzoz sistemlerinde, döşeme ve ızgaralarda kullanılır, ancak yeni emisyon azaltma standartları ve çevresel kaygılar üreticileri paslanmaz çelikleri yapı elemanlarında da tercih etmeye itmektedir. Yüksek mukavemetli çelikler, düşük sac kalınlıkları seçim avantajıyla güvenlikten taviz vermeden ağırlığı azaltılarak daha düşük yakıt tüketimi sağlayıp enerji verimliliğini ve sera gazını azaltmaya yardımcı olabilmektedirler (Karcı, 2008).

Şekil 2.7'de Amerikan Demir Çelik Enstitüsünün (AISI) 2003'te yayınladığı rapora göre tasarımı çelik yapılar ile gerçekleştirilmiş otomobilin kaza durumunda can kaybını %90

azalttığı raporlanmıştır. Plastik, fiberglass ve alüminyum malzemelerinin koruma oranı ise %3 ile sınırlı kalmıştır. Bu durum çelik malzemelerin otomotiv sektöründe kullanılmasının avantajını göstermektedir (Öztürk ve diğerleri, 2009).



Şekil 2.7. Otomobil kazalarında kullanılan malzemeye göre koruma oranı (Öztürk ve diğerleri, 2009)

Malzeme seçiminde önemli rekabet zorluklarından biri de geri dönüşüm ürünü özellikleri ve teknolojisidir. Çeliklerin geri kazanım teknolojileri alüminyum gibi malzemelere göre daha gelişmiş durumda ve özellikli çeliklerin üretimine olanak sağlamaktadır. Ayrıca üretim miktarlarının büyüklüğü ve üretim teknolojileri de demir esaslı malzemeler için önemli bir avantaj olmaktadır (Gören ve diğerleri, 2003).

2.4.3. Çarpışma kutusu üzerine yapılan araştırmalar

Bu bölümde; kronolojik sıra takip edilerek çarpışma kutusu üzerinde yapılan çalışmalar özetlenmiştir.

Demirci ve diğerleri (2014), pasif güvenlik sistemlerinden biri olan önden çarpışmalı kaza durumu için enerji yutucuların çarpışma performansları incelemişlerdir. Farklı geometrik şekilli çarpışma kutularının enerji emme kapasitesini tespit etmek için sonlu elemanlar analizi yapmışlardır. Yapılan çalışmalarda enerji yutucu SPC 400 kodlu çelik malzeme

kullanmışlardır. Mevcut enerji yutucunun geometrisi değiştirilmiş, mevcut geometriye oluklar eklenmiş ve oluk yarı çaplarının boyutları değiştirilmiştir. Ayrıca enerji yutucu parçalarında değişiklik yapılmış, et kalınlıkları değiştirilmiş ve enerji yutucu parçalarının birleştirilmesinde kullanılan elektrik direnç nokta kaynakların sayısı ve uygulama yerleri değiştirilerek 45 adet alternatif enerji yutucular geliştirilmiştir. Bunun içinden 4 adet alternatif enerji yutucu seçilip mevcut enerji yutucu ile karşılaştırılmıştır. Ls-Dyna yazılımıyla sabitlenen enerji yutucular, 15,6 m/s hıza ve 80 kg kütleye sahip rijit duvar ile eksenel doğrultuda çarpıştırılmıştır. Tasarlanan modellerden birisi mevcut olan modele göre daha iyi değerler vermiş, enerji emilimi fazla ve maksimum ezilme kuvveti de düşük elde edilmiştir. Enerji sönümleme kapasitesinin 6,66 kJ'den 6,7 kJ'le çıktığı ve maksimum deformasyon kuvvetinin 107 kN'dan 106 kN'a indiği gözlemlenmiştir. Enerji yutucu geometrisinin, sac kalınlığının ve enerji yutucu üzerindeki olukların enerji emilimi ve gösterilen reaksiyon kuvveti karakterine önemli derecede etkisi olduğu vurgulanmıştır.

Önal ve Kaya (2015), çarpışma kutusu üzerindeki elektrik direnç nokta kaynak ve ezilme başlatıcıları sayısını tasarım parametresi alarak Ls-Dyna yazılımıyla nümerik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Malzeme olarak DP600 çeliği özelliklerini kullanmışlar ve et kalınlığını 1mm olarak seçmişlerdir. Çarpışma kutusunu iki saç parçadan kare kesitli olarak modellemişlerdir. Bu çalışmanın amacı elektrik direnç nokta kaynaklı çarpışma kutusunun enerji sönümleme performansını en üst düzeye çıkarmak olmuştur. Çarpışmada doğan maksimum tepki kuvvetini azaltmak için çarpışma kutusu üzerine ezilme başlatıcıları tanımlamışlardır. Karşılaştırma yapabilmek için ilk simülasyonda çarpışma kutusu üzerine ezilme başlatıcıları yerleştirmemişlerdir. Bu ezilme başlatıcıları ilk katlamayı pik kuvveti yapmaksızın gerçekleştirmiş ve devamında düzenli katlamayı sağlamıştır. Çarpışma kutusundaki en uygun elektrik direnç nokta kaynak ve ezilme başlatıcı sayısı için deney tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Optimum sonuçlar elektrik direnç nokta kaynak sayısı için 7 ve ezilme başlatıcı sayısı için 4 veya 5 olarak seçilebileceğini belirlemişlerdir. Optimizasyon sınırlamalarını 140 kN'dan daha düşük ilk reaksiyon kuvveti(F) ve emilen enerjiyi maksimize etmek, belirlenen elektrik direnç nokta kaynak ve ezilme başlatıcı sayısı olarak belirlemişlerdir. Bu tasarım için maksimum emilen enerji 8,308 kJ olarak tespit edilmiştir. Ezilme başlatıcı yardımıyla maksimum

tepki kuvvetinin 259,38 kN değerinden 141,438 kN değerine düştüğünü gözlemlemişlerdir.

Silva ve diğerleri (2018), bu çalışmada iki parçadan oluşan çarpışma kutularını birleştirme yöntemi olarak mevcut elektrik direnç nokta kaynağı ile birlikte yeni bir birleştirme yöntemi denemişlerdir. Çarpışma kutularının proses tasarımını ve üretimini, sonlu elemanlar ve deneylerle analiz etmişlerdir. Çarpışma kutularını yeni yöntem ile birleştirmek için delme ve kesmeyi levha yığın sıkıştırma işlemiyle tamamlayan bir proses kullanmışlardır. Çarpışma kutusu malzemesi altıgen kesitli, 1mm et kalınlığında HSLA 340 kalite ve 7 µm galvaniz kaplama kalınlığına sahip çelik malzeme olarak seçmişlerdir. Çarpışma kutuları birleştirilirken elektrik direnç nokta kaynak arası mesafe ve yeni işlem ile birleştirilen bağlantılar arasındaki mesafe aynı olarak 40 mm belirlemişlerdir. Bu iki farklı tasarımı düşürme darbe testine tabi tutmuşlardır. Sonuçlar, yeni çarpma kutuları aynı çarpışma enerjisini emebildiğinden ve yeni işlem, kaynakla ilgili tipik üretim sorunlarının üstesinden gelmeye yardımcı olduğundan, birleştirme işleminin elektrik direnç nokta kaynağına iyi bir alternatif olduğunu göstermektedir. Yeni yöntem ile üretilen çarpma kutularının daha fazla uygulanabilirliği, önerilen şekillendirme yoluyla birleştirme işleminin çok aşamalı özelliklerinden dolayı üretkenlik açısından bir dezavantaja neden olduğu belirtilmiştir.

Altın (Değişik geometrilere sahip enerji sönümleyici profillerin açılı yükler altında performanslarının incelenmesi, 2019), kare ve dairesel kesitli değişik geometrik özelliklere sahip on adet enerji sönümleyici tasarımı yapmış ve farklı açılardaki yükler altında enerji sönümleme performanslarını sonlu elemanlar yöntemi ile incelemiştir. Enerji sönümleyicisinin malzemesi Al 6063 olarak belirlemiştir. Malzemenin yoğunluğu 2,7 g/cm3, elastik modülü 68,2 GPa ve poisson oranı 0,3 olarak almıştır. Daire kesite sahip enerji sönümleyicilerinin taban çapı 80 mm ve yüksekliği 180 mm, kare kesitli enerji sönümleyicilerinin taban genişliği 80×80 mm ve yüksekliği 180 mm olarak modellemiştir. Tüm enerji sönümleyicilerinin et kalınlığı 2 mm olarak almıştır. Çarpışma kutularının geometrik özelliklerinin farklı olması ağırlıklarının da bir miktar birbirinden farklı olmasına neden olduğunu belirtmiş fakat özgül enerji sönümleme kapasitesi belirlenirken birim kütle başına sönümlenen enerji miktarına bakıldığından farklılıkların

çok fazla önemli olmamasını sağlamakta olduğunu bildirmiştir. Enerji sönümleyici profiller 0°, 15° ve 30°'lik açıya sahip rijit bir plaka ile 120 mm boyunca deformasyona uğratılmıştır. Her bir enerji sönümleyici profil için özgül enerji sönümleme ve ezilme kuvveti verimi değerlerini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre her durumda dairesel kesitli enerji sönümleyicilerin daha yüksek performans sağladığı tespit edilmiştir. Deformasyon açışı değiştikçe ezilme kuvveti verimi ve özgül enerji sönümleme kapasitesi her enerji sönümleyicisi için değişmiştir. Deformasyon açısına bağlı olarak tasarlanan enerji sönümleyicilerinin içerisinde %85 ezilme kuvveti verimi ve 33,03 kj/kg'lık özgül enerji sönümleme kapasitesi ile en iyi performansa sahip enerji sönümleyicisinin dairesel kesitli olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca deformasyon açısının artması yaklaşık her durumda maksimum deformasyon kuvvetinin azalmasına buna karşılık toplam enerji sönümleme kapasitesinin azalmasına yol açmıştır.

Altın ve Yücesu (2019), farklı geometrik yapılardaki çarpışma kutularının içerisine yerleştirilen alüminyum köpük malzemenin enerji emme kapasitesini incelemişlerdir. Çarpışma kutularının malzemesi Al 6063 ve et kalınlığı 1,5 mm olarak belirlenmiştir. Çarpışma kutu geometrileri, kare, daire, beşgen ve altıgen kesitli olarak tasarlanmıştır. İçi boş ve içi köpük dolu malzeme kartları oluşturulan çarpışma kutuları sonlu elemanlar modelleri Ls-Dyna ile analiz edilmiştir. İçi boş çarpışma kutuları 500 kg'lık bir kütlenin 17,7 m/s'lik bir hızla deforme edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre en iyi çarpışma performansına beşgen kesitli çarpışma kutusunun sahip olduğu belirlenmiştir. İçi köpük dolu çarpışma kutularının arasında en yüksek performansa sahip çarpışma kutusu içi boşlarda olduğu gibi beşgen kesitli çarpışma kutusu çıkmıştır. İçi boş çarpışma kutularında sönümlenen enerji en yüksek altıgen kesitli çarpışma kutusunda gözlemlenmiştir. Fakat maksimum deformasyon kuvveti minimize edilmek istendiğinden diğer geometriler arasında sıralaması üç olduğu gözlenmektedir.

Chaudhari ve Borse (2020), çarpışma kutusu için 1018-Yumuşak çelik ve 6061-Alüminyum kompozit olarak iki farklı malzeme önermiş ve Ansys yazılımı yardımıyla nümerik analiz çalışmalarını yapmışlardır. İki farklı malzeme için aynı dairesel şekilli çarpışma kutusu modellemişlerdir. Çarpışma kutu analizinde toplam deformasyon ve gerinim enerjisi sonuçlarını değerlendirmişlerdir. Aynı yükleme koşulu için bu iki

malzeme analiz sonuçlarını karşılaştırdıklarında 1018- Yumuşak Çelik çarpma kutusunun toplam deformasyonunun 6061-Alüminyum kompozitten nispeten daha düşük olduğu ancak gerinim enerjisinin de daha düşük olduğu gözlemlemişlerdir. Araç önden çarpışma sırasında, deformasyon faktörü esas olarak gerinim enerjisinden daha fazla dikkate alınacağı belirtilmiştir. Bu nedenle, düşük deformasyonlu çarpışma kutusu malzemesi optimum malzeme olarak seçilmiştir. Bu nedenle, aracın geliştirilmiş güvenliği için 1018-Yumuşak çelik çarpışma malzemesi önerilmiştir.

Ciampaglia ve diğerleri (2021), origami şekilli çarpışma kutusunun darbe etkisi altında tepkisini deneysel ve sonlu elemanlar yöntemiyle incelemişlerdir. Malzeme olarak kompozit malzeme olan karbon elyaf takviyeli polimer kullanmışlardır. Burada ele alınan origami çarpışma kutusu, eksenel olarak istiflenmiş dört temel yapıdan oluşmaktadır. Her temel yapı, dört yamuk yüz ve dört üçgen yüzden oluşur. Üst kesit kare, alt kesit ise sekizgen bir şekle sahiptir. Origami bileşeninin yapısal davranışı, üçgen yüzlerin farklı boyutlarına göre incelenmiştir. Origami şeklindeki tüpün çarpışmaya dayanıklılık simülasyonu Ls-Dyna yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Aynı uzunluk ve kütleye sahip karbon elyaf takviyeli polimer malzemeden geleneksel kare kesitli bir çarpışma kutusu ile origami şekilli çarpışma tüpünü karşılaştırmışlardır. Origami çarpma kutusu, ezilme verimliliği açısından geleneksel bir kare kesitli çarpma kutusuna göre gelişmiş özellikler sunmuştur. Bu, kütleyi etkilemeden geometrisini değiştirerek bir çarpma kutusunun ezilme ve çarpma özelliklerini ayarlama olasılığını doğrulamıştır. Buna göre, bir origami çarpma kutusu kullanılarak, şekil parametreleri, kütle bir kısıtlama olduğunda bir çarpma tüpünün darbe tepkisi için bir tasarım değişkeni olarak kabul edebileceği sonucuna varılmıştır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Malzeme Seçimi

Bu tez çalışmasında 1,2 mm kalınlığındaki mekanik özellikleri Çizelge 3.1'de verilen AISI 304 paslanmaz çeliği kullanılmıştır. Kullanılan malzemenin kimyasal kompozisyonu ise Çizelge 3.2'de verilmiştir. Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2'deki değerler üretici tarafından sağlanan teknik data raporundan alınmıştır.

Çizelge 3.1. AISI 304 çeliği mekanik özellikleri

AISI 304 (EN 1.4301)	Kopma Mukavemeti (MPa)	Akma Mukavemeti (MPa)	Sertlik Vickers (HV)
X5CrNi18-10	515- 720	210 (min)	199

Çizelge 3.2. Kullanılan AISI 304 paslanmaz çeliğinin kimyasal kompozisyonu (%Ağ.)

Malzeme	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Mo	Nb	Fe
AISI 304	0,014	0,28	1,83	0,006	0,009	17,49	7,37	0,52	0,37	≈ 0	71,53

3.2. Deney Tasarımı ve Kaynak Parametreleri Optimizasyonu

Çarpışma kutuları için kaynak parametrelerini belirlemek amacıyla ön çalışma gerçekleştirilmiştir. 100x30x1,2 mm boyutlarında CNC lazer kesim yöntemiyle malzemeler hazırlanmıştır. Sac numuneler elektrik direnç nokta kaynağı ile kaynak akım şiddeti, kaynak zamanı ve elektrot kuvveti parametreleri gözetilerek birleştirilmiştir. Elektrik direnç nokta kaynağında kaynak bağlantılarında mekanik özellikleri belirleyen kaynak sırasındaki ısı girdisidir. Çekirdek çapı, çökme miktarı gibi önemli sınırlayıcı parametrelerin ısı girdisiyle bağlantılı değişimleri Denklem 3.1'deki formül ile gösterilir:

$$Q = I^2Rt \tag{3.1}$$

Burada, Q üretilen ısı, I kaynak akımı, R elektrik direnci, t kaynak süresidir. Formülü incelediğimizde kaynak akım ve zamanının ısı girdisini doğrudan etkilediği görülmektedir. Elektrik direncini birden fazla parametre etkilemektedir. Varsayılan parametre elektrot kuvveti ile ters orantısı olmuştur. Elektrot kuvveti arttıkça elektrik

direnci düşecek ve ısı girdisi azalacaktır. Bu durumda ısı girdisi Denklem 3.2'deki gibi tanımlanabilmektedir (Pouranvari, 2011):

$$\text{IGİ} = I^2t/F \tag{3.2}$$

Kaynak parametrelerinin optimizasyonu için Taguchi Yöntemi ile deney tasarımı yapılmıştır. Yöntemi kullanabilmek için kaynak parametrelerinin alt ve üst sınırlarını belirlemek adına ön denemeler gerçekleştirilmiştir.

Parametrelerin uç noktalarını belirlemek, ısı girdisini maksimize edecek akımın ve zamanın maksimum değerini bulacak bir kaynak yapılmasını gerektirmiştir. Isı girdisi maksimum değere çıkarıldığında dikkat edilmesi gereken husus kaynak kesitindeki çökme miktarı artar ve görsel olarak kabul edilemez bir kaynak ortaya çıkabilmektedir. Çarpışma kutusu görsel bir parça olmadığı için otomotiv sektöründeki bu çökme miktarı genellikle maksimum %40 olarak alınabilir. Üst sınırı belirlerken, akım ve zamanı maksimize, kuvveti minimize edecek parametre değerlerinde, çökme miktarını %40'a kadar çıkaran değerler tespit edilmiştir. Ayrıca yüksek düzeyde sıçratma olmaması da önemli bir parametre olarak değerlendirilmiştir. Bulunan bu değerler akım ve zaman için üst sınır parametreleri olarak alınmıştır. Kuvvet için ise alt sınır parametresi olarak belirlenmiştir. Isı girdisini azaltırsak, kaynakta oluşması gereken birleşme bölgesi bir yerden sonra elde edilememektedir. Burada kaynaklı numunede soyma testi sonucu kaynak bölgesindeki çekirdek oluşumu tespit edilmiştir. Tespit edilen ilk numunedeki değerler; akım, kaynak zamanı için alt sınır parametreleri, kuvvet içinse üst sınır parametresi olarak alınmıştır. Bu şekilde bu üç parametrenin alt ve üst sınırları deneysel olarak belirlenmiştir. Ön denemeler sonucu kaynak parametrelerinin aralıklarını belirleme çalışmasında kaynak üst ve alt sınırları; kaynak akımı için 6-13 kA, kaynak zamanı için 10-20 çevrim, elektrot kuvveti için 1,5-2,5 bar arasında değerler belirlendikten sonra Taguchi L9 ortogonal dizini ile deney seti oluşturulmuştur. Taguchi L9 ortogonal dizini ile oluşturulan deney seti Çizelge 3.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Deney seti kaynak parametreleri

Numune Adı	**Deney Numarası**	**Kaynak Akımı (kA)**	**Kaynak Zamanı (Çevrim)** 1 çevrim = 0,02 s	**Elektrot Kuvveti (bar)**
111	1	6	10	2,5
122	2	6	15	2,0
133	3	6	20	1,5
212	4	9,5	10	2,0
223	5	9,5	15	1,5
231	6	9,5	20	2,5
313	7	13	10	1,5
321	8	13	15	2,5
332	9	13	20	2,0

Taguchi metodunda, deneylerden elde edilen sonuçlar sinyal/gürültü oranına (S/N) çevrilerek değerlendirilme yapılmıştır. Burada S sinyal faktörü N ise gürültü faktörünü göstermektedir. Sinyal faktörü sistemden alınan gerçek değeri, gürültü faktörü ise deney tasarımına katılamayan fakat deney sonucunu etkileyen faktörleri temsil etmektedir. Gürültü kaynakları, elde edilmek istenen performans karakteristiklerinin hedef değerden sapmasına sebep olan tüm değişkenlerdir. Bu durumda S/N oranındaki gürültü faktörlerini ifade eden N değeri ne kadar küçük olursa istenen hedef değere o kadar yaklaşılmış olur. Dolayısıyla bu analizde amaç S/N oranını maksimize etmektir (Turgut & Dikici, 2011). Taguchi metodunda, amacın "en küçük en iyi", "en büyük en iyi" ve "nominal en iyi" olmasına göre S/N oranları hesaplanmaktadır (İç & Yıldırım, 2012). Fakat bu analizde performans karakteristiğinin maksimize edilmesi için amaç "en büyük en iyi" olacağından S/N oranı şu şekilde hesaplanabilir (Kumar ve diğerleri, 2011):

$$S\Big/N = -10\log\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{y_i^2}\right) \tag{3.3}$$

Burada n deney sayısıdır ve yi performans yanıtının i. gözlem değerini ifade eder. Daha yüksek bir S/N oranı, ana sinyal gürültüye hakim olduğundan, maksimum çekme kuvveti

ve uzama miktarları için iyi bir değerlendirme olduğunu gösterir. Parametre etkilerini hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılabilir (Tutar ve diğerleri, 2014):

$$S\Big/N_{i,j} = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n} S/N_k \tag{3.4}$$

Burada S/N_{ij}, i. parametrenin j. seviyesinin ortalama S/N değeridir, n, i. parametrenin j. seviyesini içeren deney sayısı ve S/N_k, k. deneyin S/N değeridir.

Kaynaklı numunelerin çekme testinden elde edilen sonuçlar ile Taguchi yöntemine dayalı çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirilmiştir. "En yüksek en iyi" kriteriyle hesaplanan S/N oranları, parametre seviyelerinin konum ve dağılma etkilerinin birbirine karışmasını önlemek amacıyla Denklem 3.5'teki formül kullanılarak normalleştirilmiştir (Tutar ve diğerleri, 2017):

$$Normalleştirilmiş\ S/N = \frac{S/N_p - S/N_{min}}{S/N_{mak} - S/N_{min}} \tag{3.5}$$

Burada S/N_p deney setinde her parametre için hesaplanan S/N oranıdır. Çekme kuvveti ve uzama değerlerinin normalleştirilmiş S/N değerlerinin ortalaması alınarak Taguchi optimizasyonu uygulanmıştır. Daha sonra tekil parametrelerin etkisi tespit edebilmek için ANOVA tablosu oluşturulmuştur.

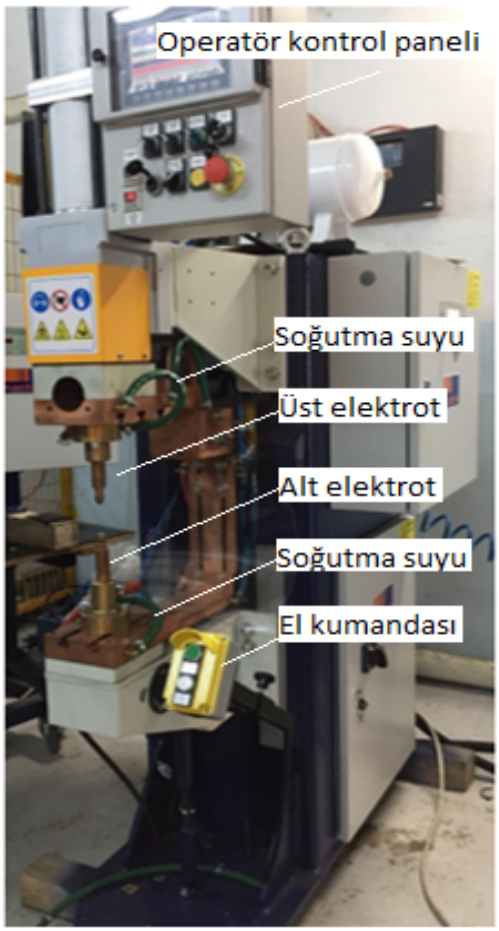
3.3. Elektrik Direnç Nokta Kaynağı

Çalışmadaki tüm kaynak ile birleştirmelerde Mactera marka AC projeksiyon elektrik direnç nokta kaynak makinesi kullanılmıştır. Kaynak makinesine ait özellikler Çizelge 3.4'te verilmiştir. Şekil 3.1'de deneylerde kullanılan kaynak makinesini görselleri verilmiştir.

Çizelge 3.4. Kaynak makinesi bilgileri

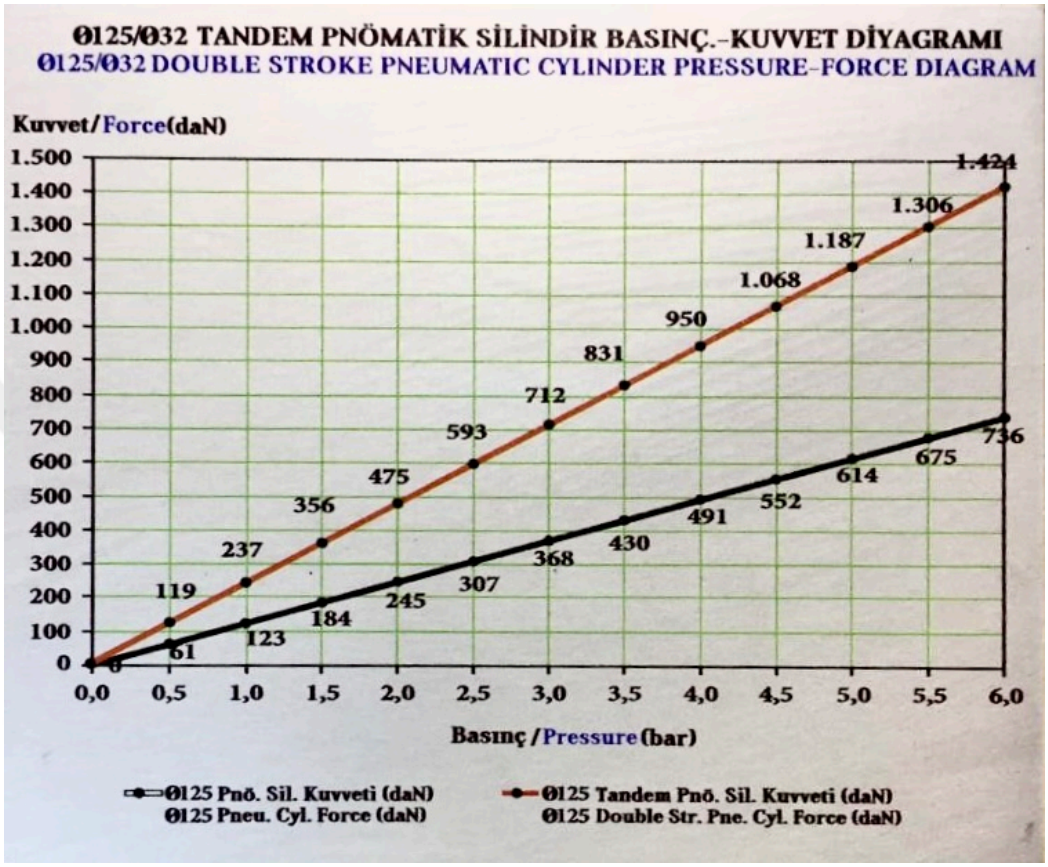
Anma Gücü (%50)	250 kVA
Çalışma Basıncı	6 bar
Besleme Gerilimi	380 V
Kumanda Gerilimi	24 V
Soğutma Suyu Debisi	20 lt/dak
Kuvvet Sağlama Ekipmanı	Ø160 mm pnömatik silindir

Kaynaklı birleştirmede ∅6 mm G tipi bakır elektrik direnç nokta kaynağı kepleri kullanılmıştır. Bütün kaynaklarda sıkma zamanı ve kaynak sonu tutma zamanı 50 ms olarak uygulanmıştır. Kaynak ile birleştirme işlemi A.C.T Otomotiv firmasında yapılmıştır.



Şekil 3.1. Kullanılan kaynak makinesi

Kaynak makinesinde uygulama yapılırken tek silindir kullanılmış ve Şekil 3.2'deki basınç-kuvvet diyagramından belirlenen kuvvet karşılıkları basınç cinsinde okunarak makinede gerekli ayarlamalar yapılmıştır.

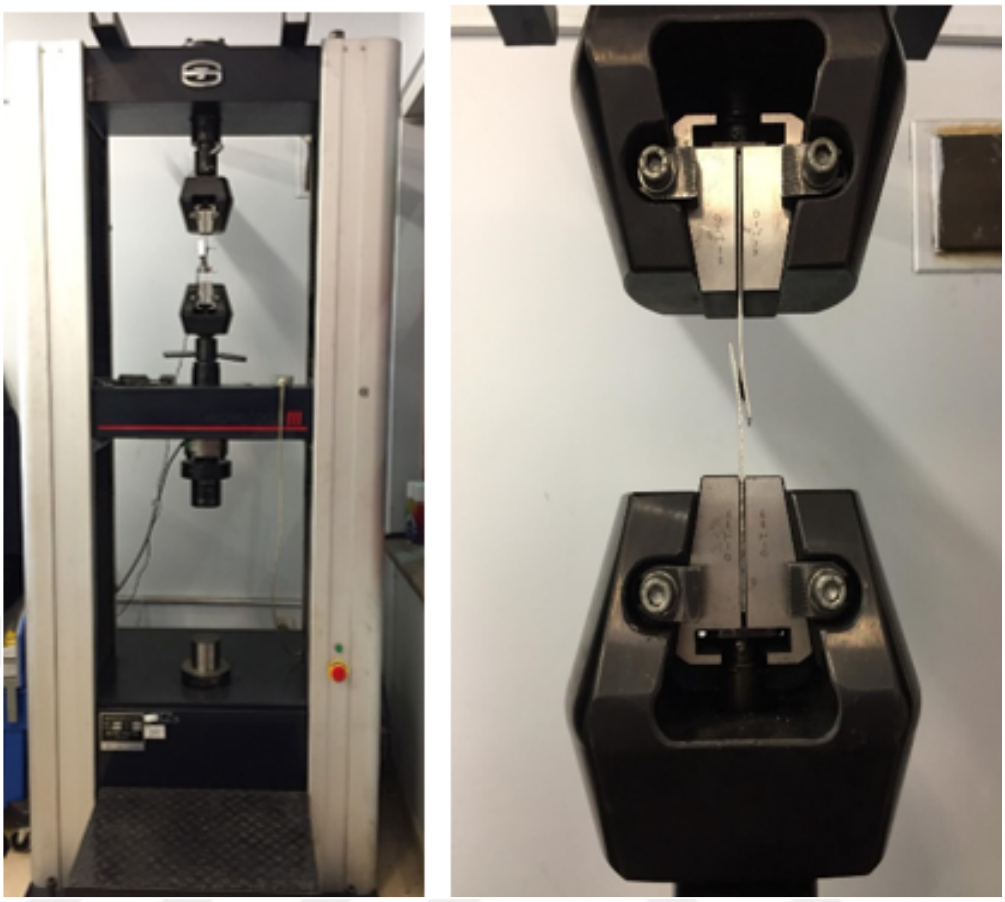


Şekil 3.2. Kullanılan çift silindirli kaynak makinesi basınç-kuvvet diyagramı

Taguchi L9 ortogonal dizini ile oluşturulan deney setinde bulunan her bir parametre için üç adet paslanmaz çelik sac elektrik direnç nokta kaynağı ile birleştirilmiştir.

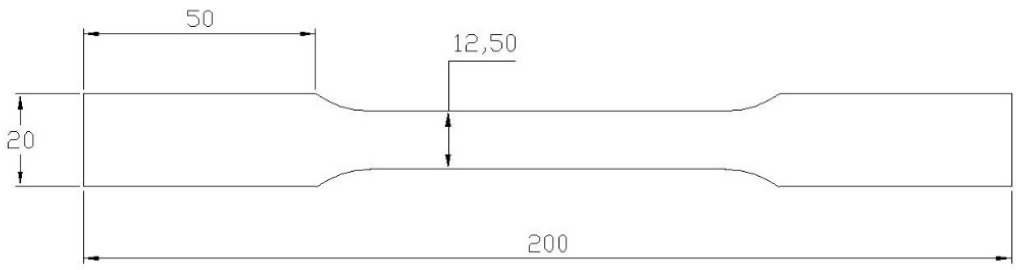
3.4. Çekme Testleri

Çekme testleri Şekil 3.3'teki WDW 100 elektronik üniversal test cihazı cihazıyla yapılmıştır. ASTM ve elektrik direnç nokta kaynaklı çekme numuneleri 250 kN kapasiteli yük hücresiyle 5 mm/dak çekme hızında çekmeye maruz bırakılmıştır. Tüm testler için kuvvet-uzama değerleri kaydedilmiştir. ASTM çekme test numuneleri için ayrıca uzama değerleri mekanik ekstansometre ile kaydedilmiştir. Çekme testleri Simge Group firmasında gerçekleştirilmiştir.



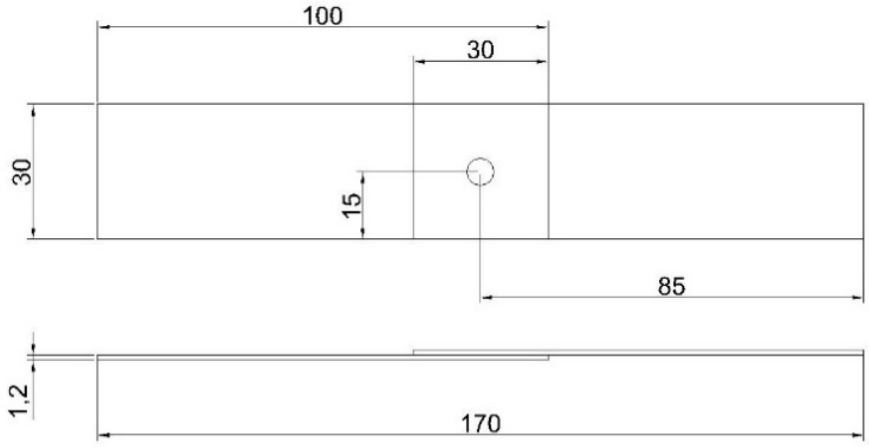
Şekil 3.3. Deneylerde kullanılan çekme test cihazı

Esas malzeme, ASTM E8/E8M standartlarına uygun olarak CNC lazer tezgahında kesilmiş ve çekme deneyinde bu numuneler kullanılmıştır (Şekil 3.4).

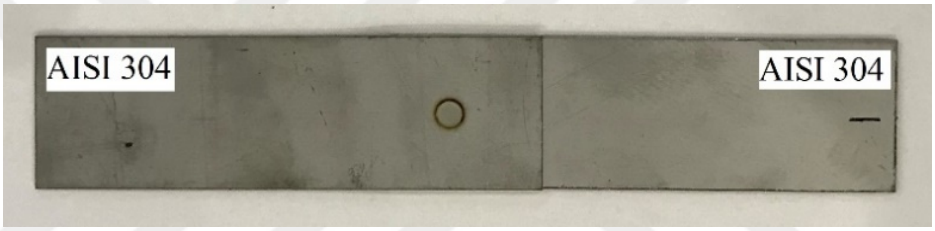


Şekil 3.4. Esas malzeme için çekme numunesi (ASTM E8/E8M-16a , 2016)

Kaynaklı çekme-kayma test numuneleri ise Şekil 3.5'te görüldüğü gibi 100x30 mm ölçülerinde hazırlanmış ve 30 mm üst üste binecek şekilde kaynak yapılmıştır.



Şekil 3.5. Deney numunelerinin boyutları ve kaynak pozisyonu

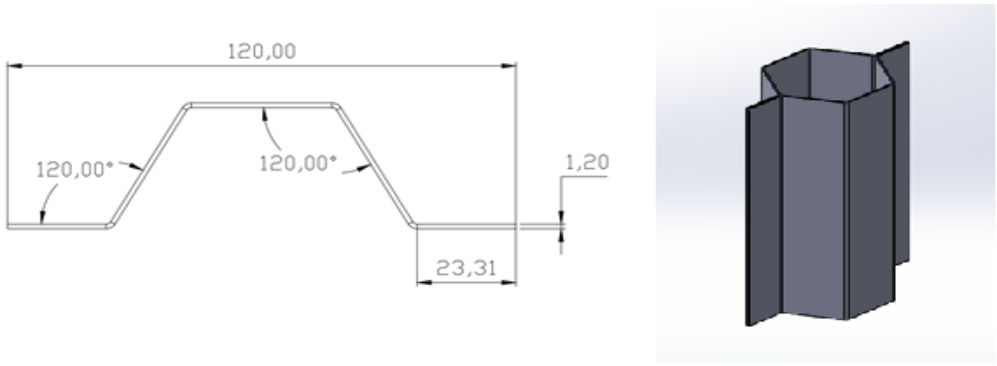


Şekil 3.6. Kaynaklı çekme-kayma deney numunesi

Şekil 3.6'daki gibi birleştirilen kaynaklı numunelerin çekme testi sonucu Taguchi L9 ortogonal dizini ile oluşturulan deney seti içerisinden 9 numaralı numunenin parametreleri seçilmiş ve 8 adet çarpışma kutusu kaynak işlemi bu parametre değerlerine göre kaynak edilmiştir.

3.5. Çarpışma Kutusu Geometrisi

Çarpışma kutusu geometrisi olarak birçok geometrik kesitli model çalışmaları denenmektedir. Witteman (1999), çalışmasında aynı çevre uzunluğuna sahip daire, kare, dikdörtgen, altıgen ve sekizgen geometrik kesitli çarpışma kutularını eşit çarpışma şartlarında incelemiştir. Dairesel ve çokgen geometrik kesitli çarpışma kutularının dikdörtgen ve kare geometrik kesitli çarpışma kutularına göre daha fazla enerji sönümlediği ortaya çıkmıştır. Yapılan çalışmalar göz önüne alınarak altıgen kesitli çarpışma kutusunun AISI 304 paslanmaz çelik malzemesi ile üretimi yapılmıştır.



Şekil 3.7. Çarpışma kutusu imalat ölçüleri ve montajlı CAD görüntüsü

Bir adet çarpışma kutusu için Şekil 3.7'de gösterildiği ölçülerde 160 mm boyunda kesme ve bükme işlemiyle çift olarak imal edilmiş, şekildeki montajlı CAD görüntüsündeki gibi elektrik direnç nokta kaynağı ile birleştirilmiştir.

Taguchi yöntemiyle belirlenen uygun kaynak parametreleri kullanılarak ve literatürde sac kalınlığına göre belirlenen parametreler tablosundan faydalanarak 12 adet çarpışma kutusu imalatı yapılmış, bunun dışında elektrik direnç nokta kaynak sayısı 3 ve 4 adet olarak uygulanmış sönümleme kapasitesine etkisi karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Literatürde bulunan katalog değerleri Şekil 3.8'de verilen tablodan alınmıştır (Dengensha Europe).

General Spot Welding Data Sheet

Sheet Thickness mm	Maximum Land Dia. mm	Minimum Pitch mm	Weld Time Cycles	Weld Force KN	Weld Current A	Nugget Dia. mm	Shear Strength KN
Mild Steel							
0.5	4.8	9	6	1.4	6000	4.3	2.4
0.6	4.8	10	7	1.5	6600	4.7	3.0
0.8	4.8	12	8	1.9	7800	5.3	4.4
1.0	6.4	18	10	2.3	8800	5.8	6.1
1.2	6.4	20	12	2.7	9800	6.2	7.8
1.6	6.4	27	16	3.6	11500	6.9	10.6
1.8	8.0	31	18	4.1	12500	7.4	13.0
2.0	8.0	35	20	4.7	13300	7.9	14.5
2.3	8.0	40	24	5.8	15000	8.6	18.5
3.2	9.5	50	32	8.2	17400	10.3	31.0
4.0	11.0	66	50	10.0	19000	11.6	42.0
5.0	12.7	88	70	13.0	21200	14.5	66.0
Zinc Coated Steel - Coating Thickness 8 ~ 12							
0.6	4.8	13	7	2.5	9000	4.5	3.3
0.8	4.8	16	8	2.7	10000	5.5	5.0
1.0	6.4	23	9	3.0	10500	5.8	6.5
1.2	6.4	26	10	3.5	11500	6.0	8.5
1.6	6.4	35	12	4.5	13500	6.9	13.0
2.0	8.0	50	15	6.0	17000	8.0	16.0

Sheet Thickness mm	Maximum Land Dia. mm	Minimum Pitch mm	Weld Time Cycles	Weld Force KN	Weld Current A	Nugget Dia. mm	Shear Strength KN
Stainless Steel - 630 ~ 1,050 N/mm² Tensile Strength							
0.6	4.0	10	5	2.2	4700	2.9	2.5
0.8	4.5	12	6	3.0	6200	3.5	3.8
1.0	5.0	18	7	4.0	7600	4.1	5.5
1.2	5.5	20	8	5.0	9000	4.8	7.2
1.6	6.3	27	11	7.0	11500	5.8	11.0
2.0	7.0	35	13	9.0	13500	6.6	15.2
2.4	7.8	40	16	11.0	15500	7.1	19.0
3.2	9.0	50	20	15.5	19000	8.1	28.5
Aluminium - 200 ~ 400 N/mm² Tensile Strength							
0.6	R75	18	6	0.7	17000	3.2	~
0.8	R75	21	8	1.0	18000	4.0	~
1.0	R75	32	8	1.4	20000	4.5	~
1.3	R75	36	10	1.9	22000	5.3	~
1.6	R100	48	10	2.6	24000	6.4	~
2.0	R100	60	12	3.5	28000	7.6	~
2.6	R100	70	12	4.3	32000	9.1	~
3.2	R100	80	15	4.8	35000	11.0	~

DENGENSHA EUROPE

Şekil 3.8. Kaynak parametreleri katalog değerleri (Dengensha Europe)

3.6. Düşürme Darbe Testleri

Düşürme darbe test cihazı, çarpma başlığının üzerinde bulunan kuvvet ve deplasman sensörü ile çarpma kuvveti ve numunenin ezilme miktarını (deplasman) kaydetmekte, aynı zamanda hızlı kamera ile akış takip edilmektedir. Şekil 3.9'da testin gerçekleştirileceği düşürme darbe deney test cihazı gösterilmiştir. Ayrıca veri toplama hızı 50 kHz olarak belirlenmiştir. Düşürme darbe testleri Bursa Uludağ Üniversitesi bünyesinde yapılmıştır.



Şekil 3.9. Deneylerde kullanılan düşürme darbe test cihazı

Şekil 3.10'da gösterildiği gibi deney cihazına yerleştirilen çarpışma kutusu üzerine düşük hız ve yüksek hız tanımı altında iki farklı yükseklikten düşürme darbe testi gerçekleştirilmiştir. İlk testler DH altında gerçekleştirilmiş ve tüm çarpışma kutusunu deforme etmek için yeterli olmamıştır. Bu sebeple YH altında deneyler tekrar edilmiştir.

Düşük hızda numunelerin 3,1 kJ enerji sönümlemesi beklenirken yüksek hız tanımı altında yapılacak deneylerde 7 kJ enerji sönümlemesi beklenmektedir. Yüksek hız ve düşük hız için parametreler Çizelge 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Düşürme darbe test cihazına yerleştirilen çarpışma kutusu

Çizelge 3.5. Düşürme darbe testinde uygulanan tanımlamalar

Uygulanan Tanımlamalar	İlk Hız (m/s)	Düşürülen Yükseklik (mm)	Sönümlemesi Beklenen Enerji Miktarı (kJ)
Düşük hız	3,27	550	3,1
Yüksek hız	4,91	1230	7

Üretilen 12 adet çarpışma kutusu numunesi üzerine numune adı, uygulanan kaynak parametresi, elektrik direnç nokta kaynak sayısı ve düşürme hız tanımı yazılmıştır. Çarpışma kutu numunelerinin özellikleri Çizelge 3.6'da verilmiştir. Bir adet çarpışma kutusunun ağırlığı 475 gr olarak ölçülmüştür.

Düşürme darbe testinde elektrik direnç nokta kaynak sayıları, Taguchi metoduyla elde edilen parametreler ve literatürde bulunan parametreler ile karşılaştırma yapılarak enerji sönümleme kapasiteleri karşılaştırılmıştır.

Çizelge 3.6. Çarpışma kutusu numune özellikleri

Numune No	Kaynak Parametresi	Elektrik Direnç Nokta Kaynak Sayısı
#1	KP1	3
#2	KP1	3
#3	KP1	3
#4	KP1	3
#5	KP1	4
#6	KP1	4
#7	KP1	4
#8	KP1	4
#9	KP2	3
#10	KP2	3
#11	KP2	3
#12	KP2	3

4. BULGULAR

Bu bölümde, çekme testleri gerçekleştirilmiş, Taguchi metoduyla kaynak parametrelerinin optimizasyonu yapılmıştır. Farklı parametreler ve kaynak sayıları ile kaynak edilen kutuların düşürme darbe testleri gerçekleştirilmiş ve AISI 304 paslanmaz çelik malzemeden üretilen çarpışma kutularının darbe etkisi altında dayanımına etkisi analiz edilmiştir.

4.1. Çekme Testi Sonuçları

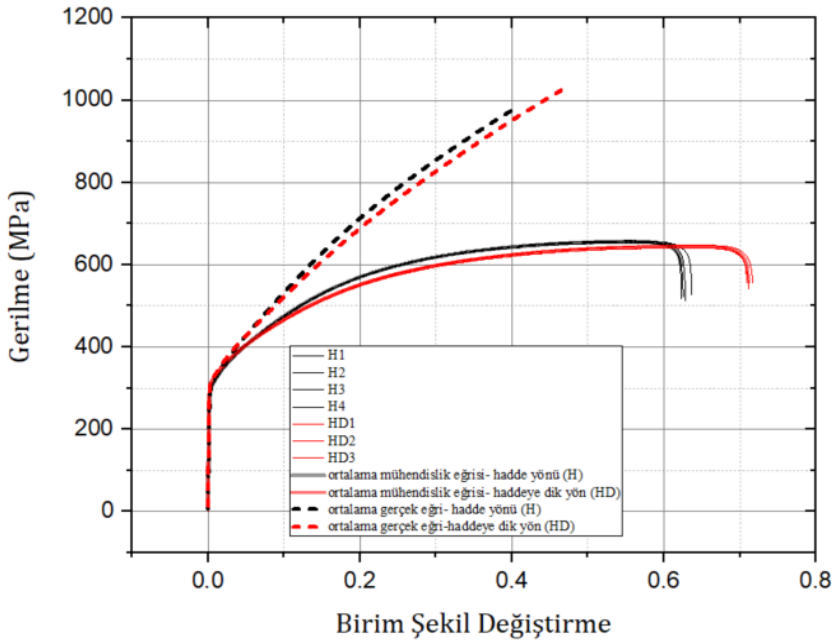
ASTM E8/E8M standartlarına uygun olarak esas malzemeden, 5 adet hadde yönüne ve 5 adet hadde yönüne dik çekme test numuneleri hazırlanmıştır. Kaydedilen kuvvet-uzama değerleri kullanılarak mühendislik gerilme-gerinme eğrileri elde edilmiştir. Her iki doğrultu için en sağlıklı eğriler belirlenerek, bu eğrilerin ortalamaları alınmış ve Şekil 4.1'de verilmiştir. Denklem 4.1 ve Denklem 4.2 ile gerçek gerinme-birim şekil değiştirme değerlerine çevrilerek, gerçek eğriler de aynı şekilde verilmiştir.

$$\sigma_g = \sigma_m(1 + \varepsilon_m) \tag{4.1}$$

Burada σ_g, gerçek gerilme, σ_m, mühendislik gerilme, ε_m ise mühendislik birim şekil değiştirme olarak ifade edilmiştir. Gerçek birim şekil değiştirme ise boyut değişiminin o andaki boyuta olan oranıdır. Denklem 4.2'de gösterilmiştir.

$$\varepsilon_g = \ln(1 + \varepsilon_m) \tag{4.2}$$

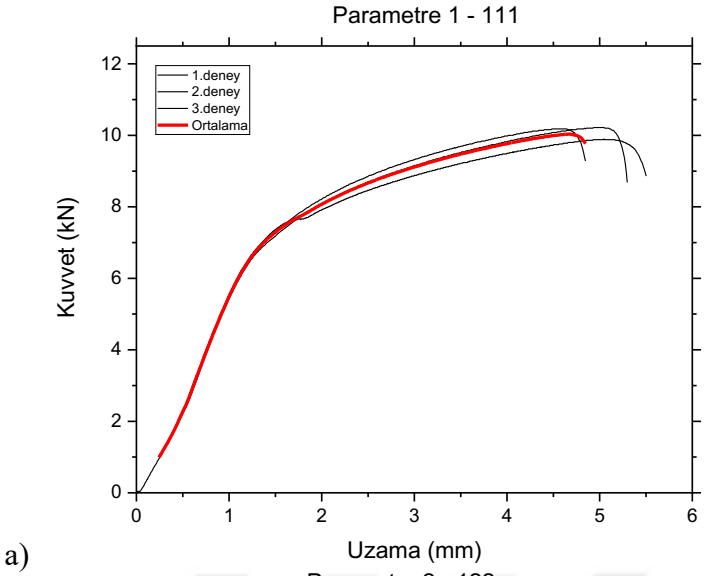
Burada ε_g, gerçek birim şekil değiştirme olarak ifade edilmiştir.



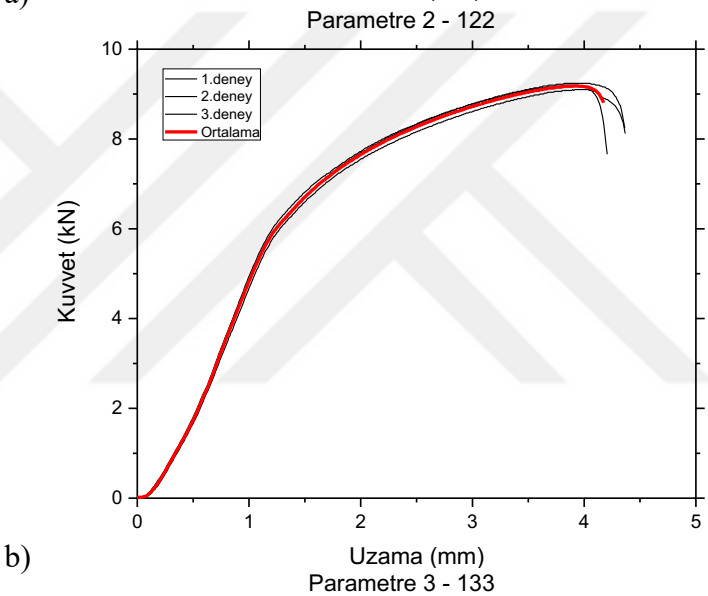
Şekil 4.1. ASTM E8/E8M standartlarında üretilen hadde yönünde ve hadde yönüne dik hazırlanan numunelerin ortalama gerilme-birim şekil değiştirme eğrileri

Şekil 4.1'deki grafiğe göre çekme testleri sonuçlarında haddeye dik yönde elde edilen şekil değiştirme miktarının hadde yönüne kıyasla daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu sonuçlarla benzer sonuçlar elde eden Yankov ve Nikolova (2017) çalışmalarında östenitik AISI 304 çelik sac malzemesinin bu tipik olmayan davranışını incelemişlerdir. Numuneler üç farklı kesme açısında yani haddeyle 0° (hadde yönünde), 45° ve 90° (haddeye dik yönde) üretilmiştir. Makro ve mikroskobik ölçekte tek eksenli çekme testi deformasyonları sertlik testleri, mikro yapı ve XRD (X-Işınları Difraktometresi) analizi gerçekleştirmişlerdir. AISI 304 sacının tek eksenli çekme testi sırasında bu anizotropik davranışında, ostenitin gerinim ile şekillenen dokusu ve plastik deformasyon sırasında oluşan sonuçtaki martensit, malzemenin ilk dokusundan (anizotropi) çok etkilendiğini ayrıca tane parçalanması ve östenit deformasyonunun, martensit dönüşümüne göre öncelikli olduğunu belirtmişlerdir.

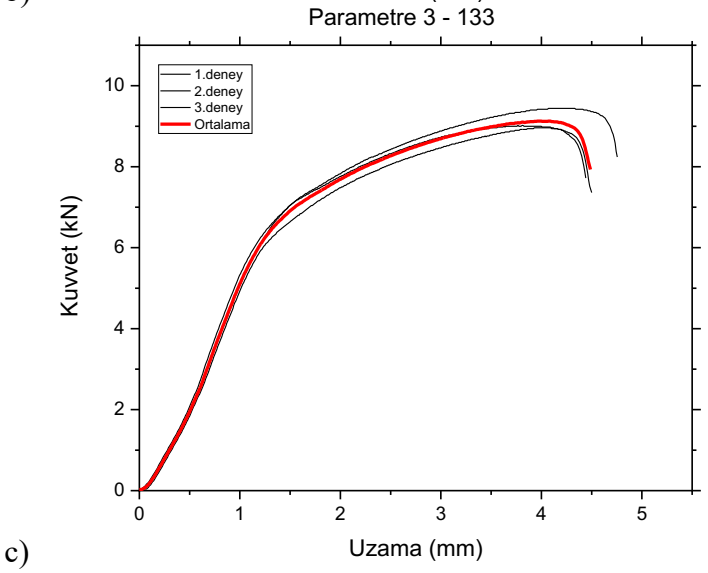
Sonuç olarak çalışmada numune üretimi hadde yönü esas alınarak gerçekleştirilmiştir. Deney setinde bulunan her parametre başına üç adet test yapılmıştır. Kaynaklı numunelerin çekme eğrileri Şekil 4.2, Şekil 4.3, Şekil 4.4'te verilmiştir.



a)

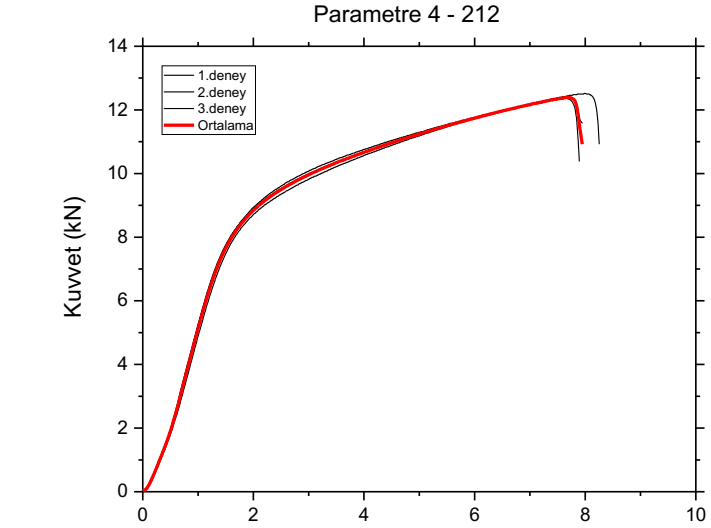


b)

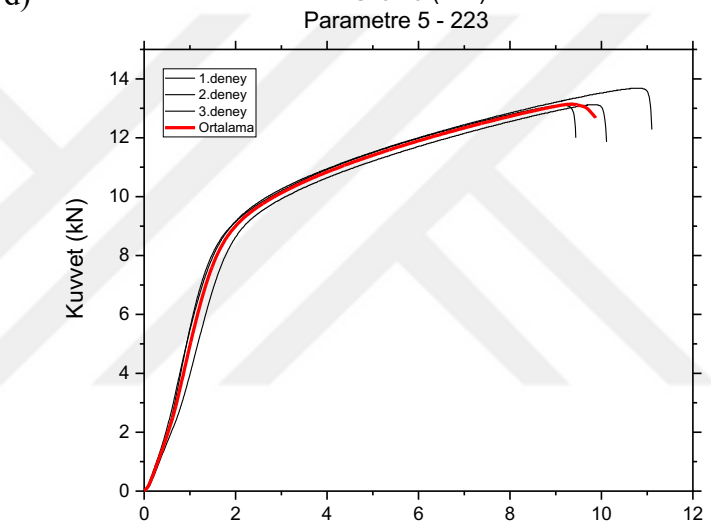


c)

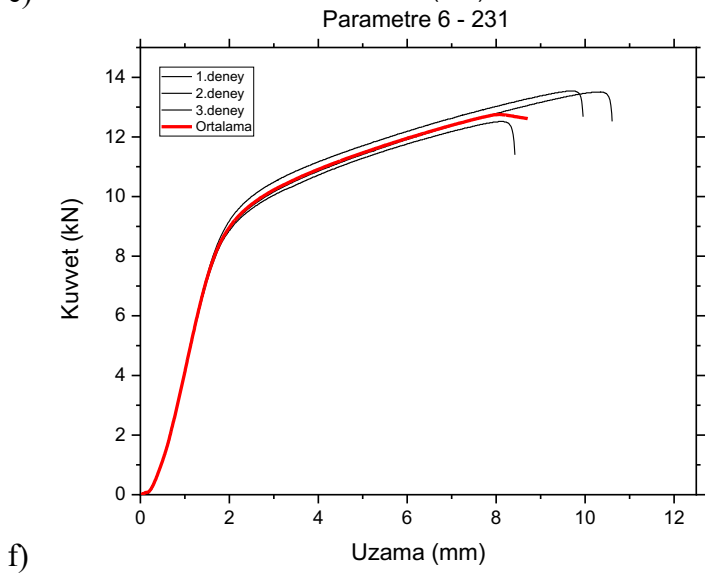
Şekil 4.2. Kaynaklı numunelerin çekme eğrileri a) 111 b) 122 c) 133



d)

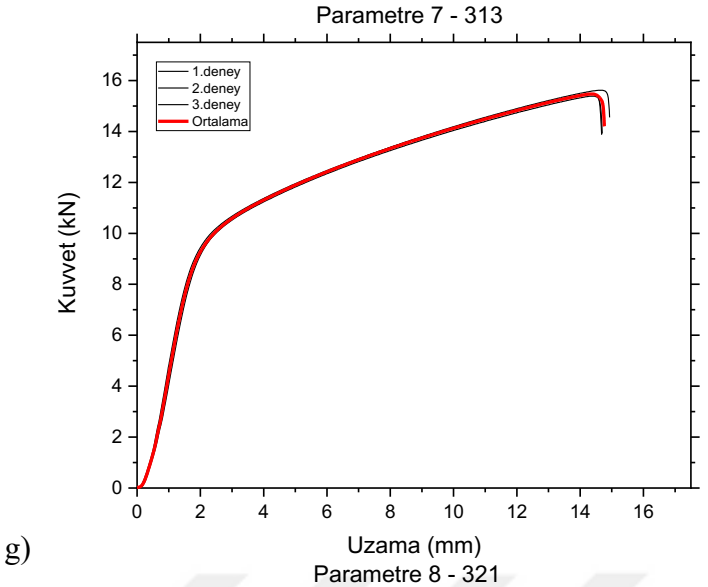


e)

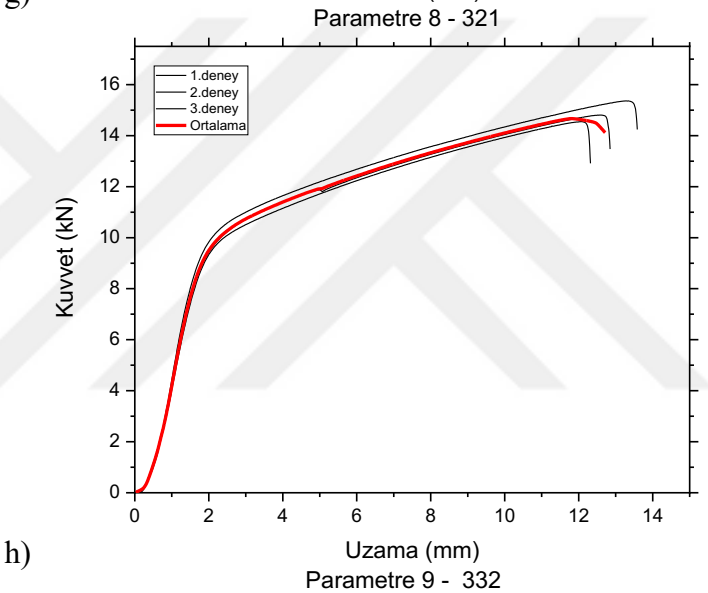


f)

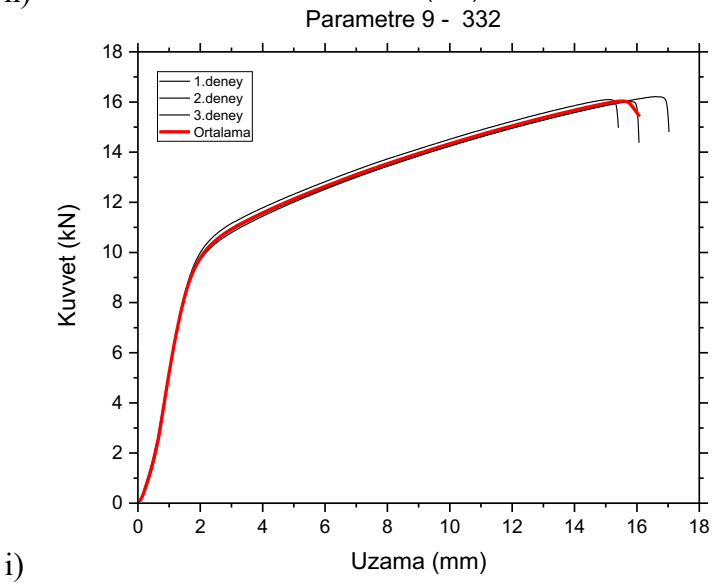
Şekil 4.3. Kaynaklı numunelerin çekme eğrileri d) 212 e) 223 f) 231



g)



h)



i)

Şekil 4.4. Kaynaklı numunelerin çekme eğrileri g) 313 h) 321 i) 332

Kaynaklı numunelerin çekme kuvveti, uzama miktarı ve normalleştirilmiş S/N oranlarının ortalaması Çizelge 4.1'de verilmiştir. Çekme kuvveti ve uzama değerleri için normalize edilmiş S/N oranlarının ortalaması etki değerleri %50 çekme kuvveti ve %50 uzama miktarı olacak şekilde hesaplanmıştır. Ayrıca ısı girdisi indeksi değerleri hesaplanarak tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Kaynaklı numunelerin ısı girdisi indeksi (IGİ) değerleri, çekme kuvvetleri, uzama Miktarı, hesaplanan S/N oranları

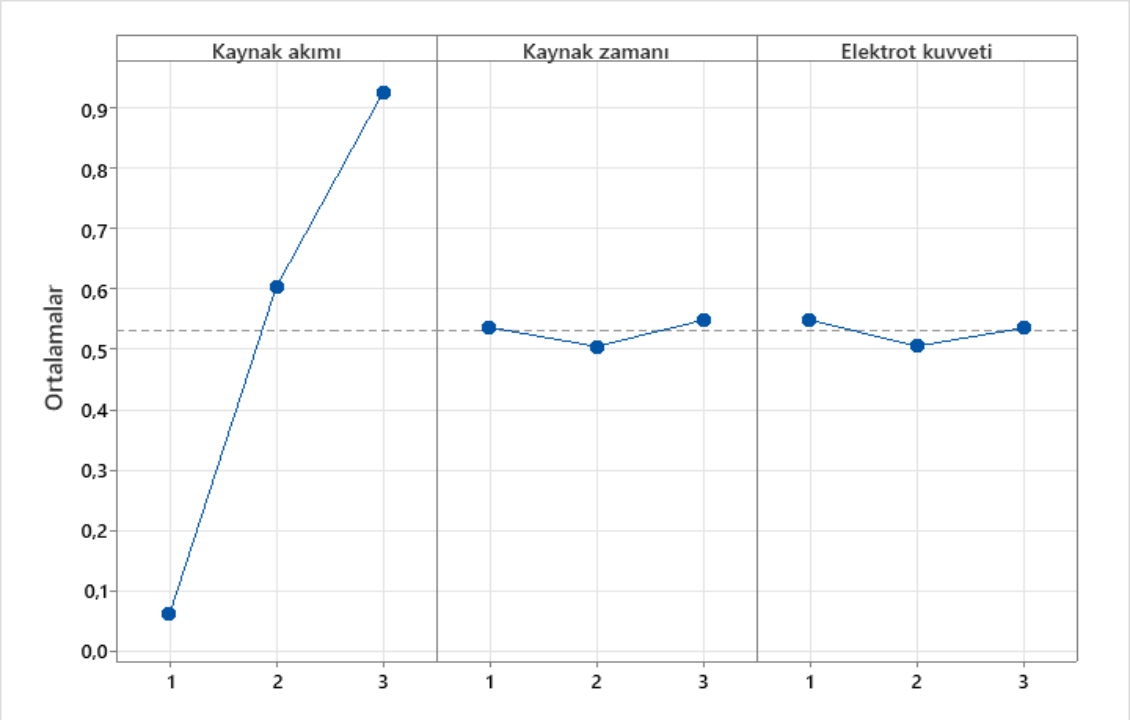
Numune Adı	IGİ	Çekme Kuvveti (kN)	Uzama Miktarı (mm)	Çekme Kuvveti ve Uzama Değerleri İçin Normalize Edilmiş S/N Oranlarının Ortalaması
111	144,00	10,09	4,95	0,165
122	270,00	9,18	4,01	0,004
133	480,00	9,13	4,14	0,012
212	451,25	12,42	7,80	0,513
223	902,50	13,30	9,99	0,664
231	722,00	13,19	9,45	0,636
313	1126,66	15,49	14,49	0,933
321	1014,00	14,82	12,79	0,848
332	1690,00	16,11	15,85	1,000

Kaynak parametrelerinin S/N oranlarına etkileri Çizelge 4.2'de verilmiştir. Bu çizelge her parametrenin etki seviyesini göstermektedir. Kaynak parametrelerinin önem sırası: kaynak akımı > elektrot kuvveti > kaynak zamanı şeklindedir. Çizelge 4.2'de bulunan değerler kullanılarak Şekil 4.5'te kaynak parametrelerinin normalize S/N oranlarına etkisi grafik olarak çizdirilmiştir. Grafikler incelendiğinde kaynak zamanı ve elektrot kuvveti parametre etkilerinin benzer davranışlar gösterdiği görülmektedir. Çizelge 4.2'de kaynak parametrelerinin optimum seviyelerine bakıldığında kaynak akımı 13 kA, kaynak zamanı 20 çevrim ve elektrot kuvveti için 1,5 bar (184 daN) olarak değerler bulunmuştur. Taguchi hesaplamalarından elde edilen bu optimum seviyeler deney setinde bulunmamaktadır. Fakat Çizelge 4.2'deki değerler incelendiğinde kaynak akımı en

baskın parametre olduğu ve diğer parametre sonuçları aralarında oldukça düşük bir fark oluşturduğundan dolayı 9 numaralı deneye denk olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.2. Kaynak parametrelerinin normalize S/N oranlarına etki seviyeleri

Seviye	Kaynak Akımı	Kaynak Zamanı	Elektrot Kuvveti
1	0,060	0,537	0,550*
2	0,604	0,505	0,506
3	0,927*	0,549*	0,536
Maks.-Min.	0,867	0,044	0,044
Sıralama	**1**	**3**	**2**



Şekil 4.5. Kaynak parametrelerinin normalize S/N oranlarına etkileri

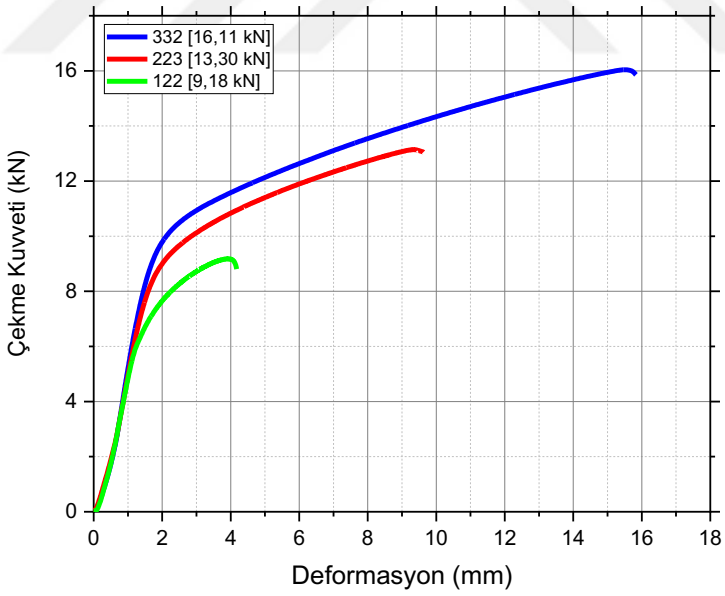
Çekme kuvveti üzerindeki tekil kaynak parametrelerinin etkisini saptamak amacıyla ANOVA tablosu oluşturulmuştur. Çizelge 4.3'te verilen sonuçlar incelendiğinde en etkili parametrenin %96,58 katkı payı ile kaynak akımı olduğu görülmektedir. Sonuçlara göre kaynak zamanı ve elektrot kuvveti parametreleri kaynak akımı parametresine göre etki

değerleri çok düşük çıkmış ve birbirine çok yakındır. Bu durumun Taguchi sonuçlarıyla tutarlı olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3. Normalize edilmiş S/N oranları için oluşturulan ANOVA tablosu

	DF	**Seq SS**	**Adj SS**	**Adj MS**	**F**	**% Katkı**
Kaynak Akımı	2	1,1512	1,1512	0,57558	33,18	96,58
Kaynak Zamanı	2	0,0030	0,0030	0,00153	0,09	0,26
Elektrot Kuvveti	2	0,0030	0,0030	0,00150	0,09	0,25
Kalan Hata	2	0,0347	0,0347	0,01734		2,91
Toplam	8	1,1919				100,00

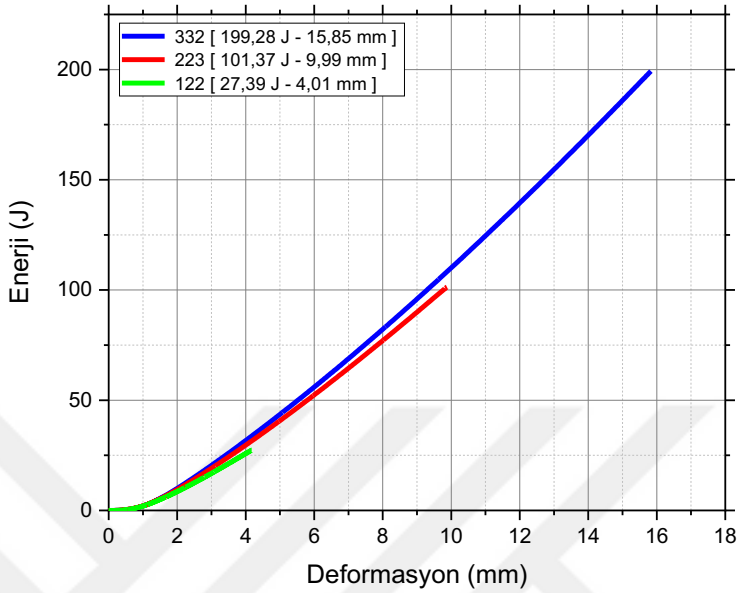
Deney setinde sinyal gürültü oranını maksimum, minimum ve ortalama bir değerler veren farklı kaynak parametrelerine sahip numunelerin çekme testine ait kuvvet-uzama grafikleri Şekil 4.6'da verilmiştir.



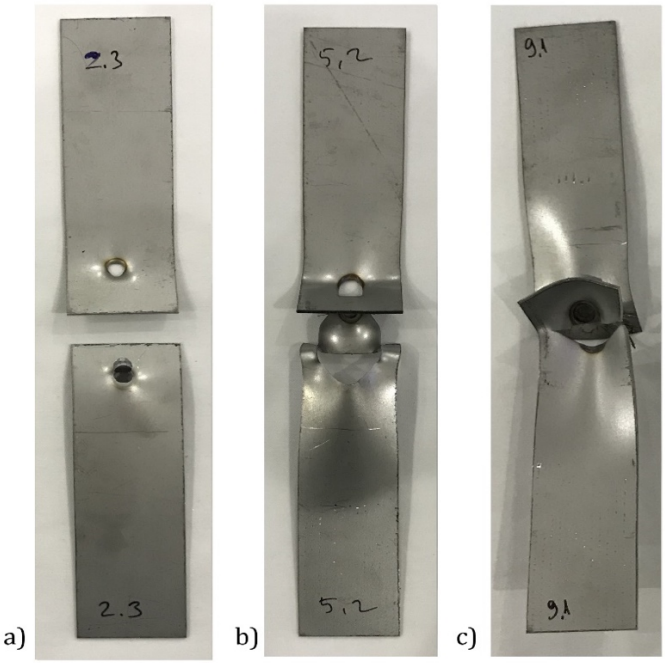
Şekil 4.6. Farklı kaynak parametrelerine sahip birleştirilmiş numunelerin çekme eğrileri Çarpışma verimliliği söz konusu ise enerji sönümleme kapasitesi oldukça önemlidir.

Elektrik direnç nokta kaynağı uygulanmış numunelerin Şekil 4.6'da paylaşılan çekme kuvveti-deformasyon eğrilerinden elde edilen enerji sönümleme kapasitesini gösteren

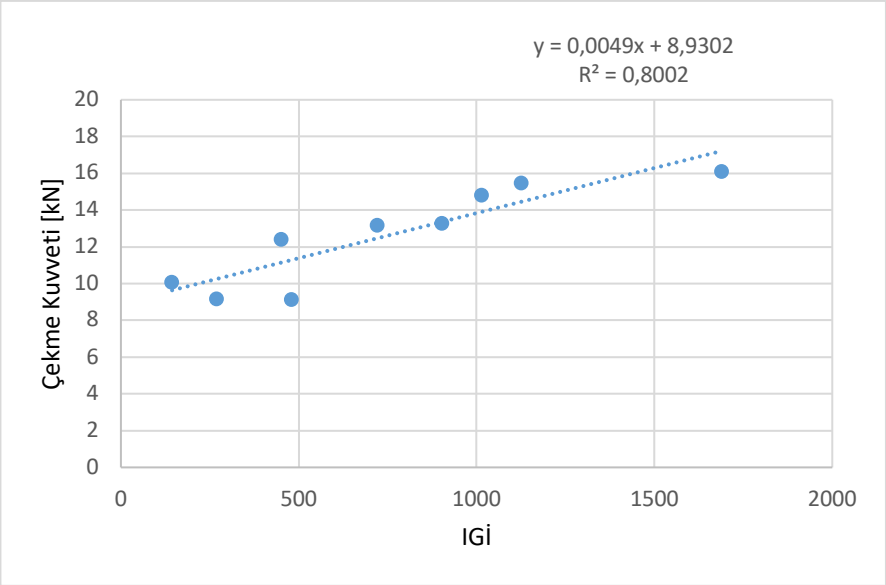
grafik Şekil 4.7'de verilmiştir. Ayrıca bu eğrilere sahip numunelerin çekme deneyi sonrası görüntüsü Şekil 4.8'de verilmiştir.



Şekil 4.7. Farklı kaynak parametrelerine sahip elektrik direnç nokta kaynağıyla birleştirilmiş numunelerin enerji sönümleme eğrileri



Şekil 4.8. Farklı kaynak parametrelerine sahip birleştirilmiş numunelerin çekme testi sonrası görüntüsü; a) 2 numaralı deney (122) b) 5 numaralı deney (223) c) 9 numaralı deney (332)



Şekil 4.9. Çekme Kuvvetinin Isı Girdisiyle Değişimi

Birleştirmede akım şiddeti yükseldikçe ısı girdisinin artması sonucu kaynak çekirdek boyutunun büyüdüğü gözlemlenmiştir. Kaynak akım şiddetine bağlı olarak artan çekme kuvveti kaynak çekirdek boyutuyla ilişkilendirilebilir. Isı girdisine bağlı olarak çekme kuvveti değişimi Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Isı girdisi arttıkça çekme kuvveti genellikle artmaktadır. Isı girdisi ve çekme kuvveti arasındaki lineer korelasyon katsayısı (R^2) 0,7'nin üzerindedir. Bu durum ısı girdisi artışıyla çekme kuvveti artışının birbiriyle bağlantılı olduğunu göstermektedir.

Çekme deneyleri sonucunda 9 numaralı numunenin kaynak parametreleri ile çarpışma kutuları kaynak edilmiştir.

4.2. Düşürme Darbe Testi Sonuçları

Düşürme darbe testlerinde elektrik direnç nokta kaynak sayısı ve farklı kaynak parametreleriyle birleştirilmiş çarpışma kutularının enerji sönümleme davranışına etkisi incelenmiştir. Düşürme darbe test cihazında bulunan kuvvet, deplasman sensörleri sayesinde çarpma kuvveti ve ezilme miktarı zamana bağlı olarak kaydedilebilmektedir. Çarpışma kutu numunelerine ait deney sonuçları Çizelge 4.4'te verilmiştir. Şekil 4.10'da düşürme darbe testi sonrası çarpışma kutusu numuneleri görülmektedir.

Çizelge 4.4. Düşürme darbe testine ait veriler

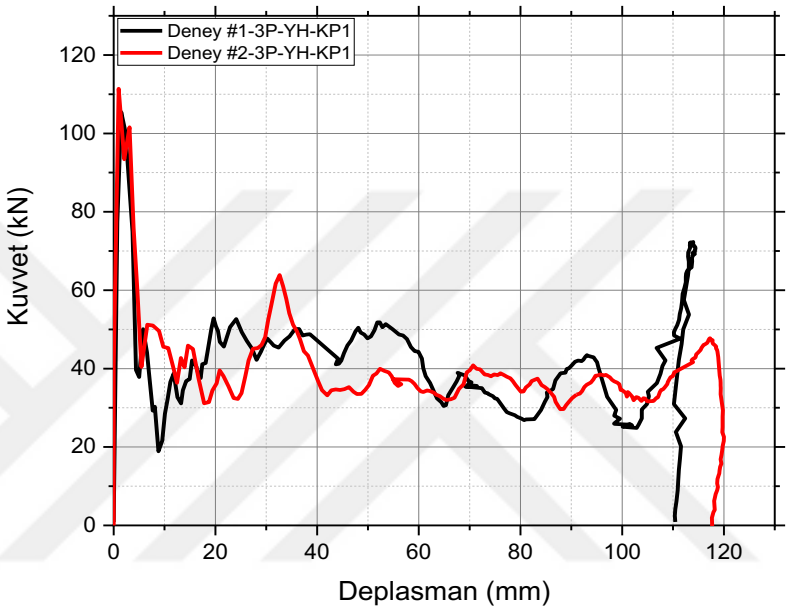
Numune No	Düşürme Hızı	Kutu Ezilme Miktarı
#1	YH	41 mm
#2	YH	39 mm
#3	DH	110 mm
#4	DH	132 mm
#5	YH	44 mm
#6	YH	38 mm
#7	DH	114 mm
#8	DH	110 mm
#9	YH	42 mm
#10	YH	38 mm
#11	DH	110 mm
#12	DH	111 mm



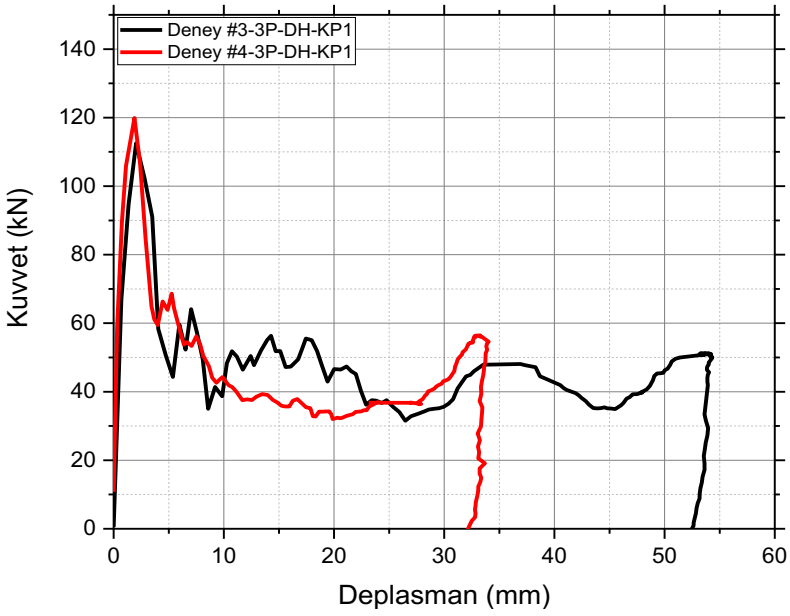
Şekil 4.10. Düşürme darbe testi sonrası kutu numuneleri

Düşürme darbe test sonuçları yüksek hız ve düşük hız şartlarında elektrik direnç nokta kaynak sayılarına ve farklı kaynak parametrelerine göre değerlendirilmiştir.

Aynı özelliklere sahip çarpışma kutularından elde edilen çarpışma kuvveti-deplasman eğrileri Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13'te verilmiştir. Grafiklerde aynı parametre, nokta kaynak sayısına ve aynı düşürme hızıyla test edilmiş çarpışma kutularının eğrileri incelendiğinde, yakın maksimum pik kuvveti değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Deplasman değerleri, yani kutuların sıkışma miktarlarının genellikle birbirlerine yakın değerlerde olduğu görülmektedir.

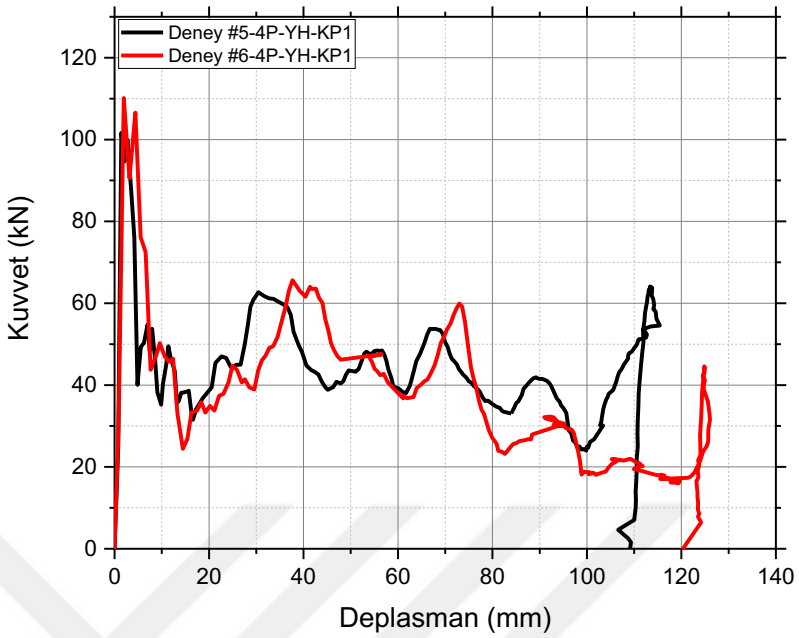


a)

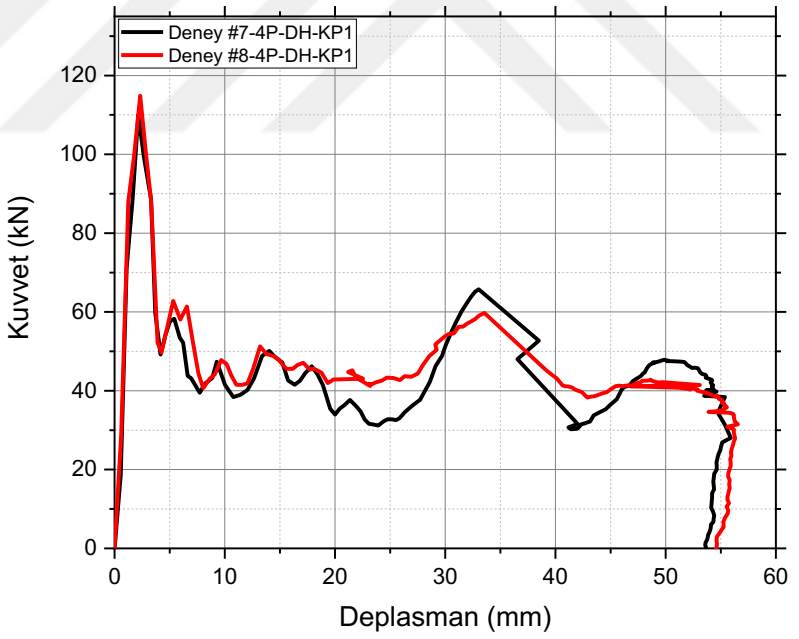


b)

Şekil 4.11. a) Numune #1-#2 kuvvet-deplasman eğrileri b) Numune #3-#4 kuvvet-deplasman eğrileri

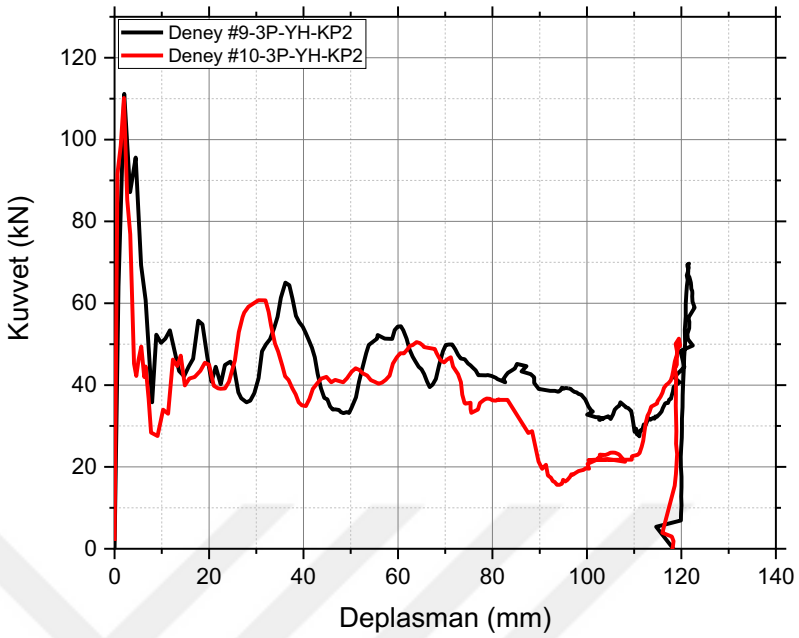


c)

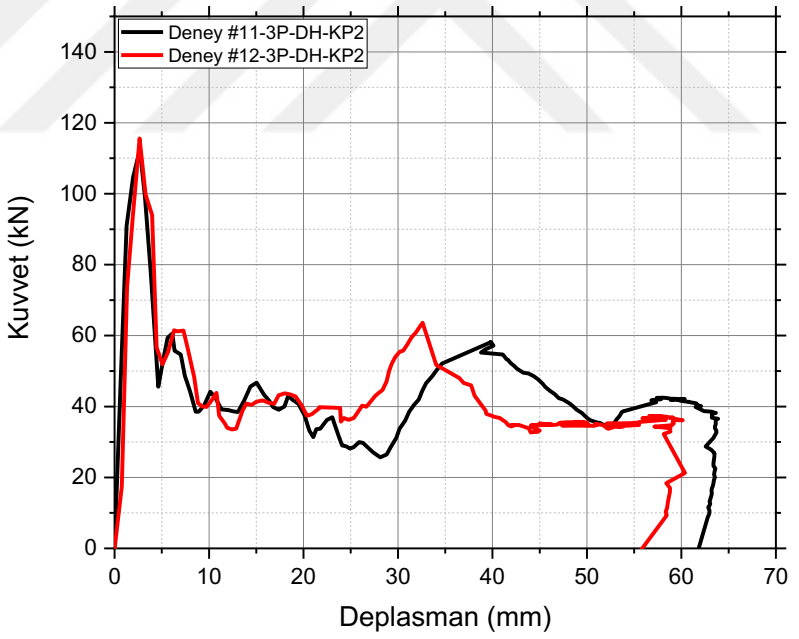


d)

Şekil 4.12. c) Numune #5-#6 kuvvet-deplasman eğrileri d) Numune #7-#8 kuvvet-deplasman eğrileri



e)

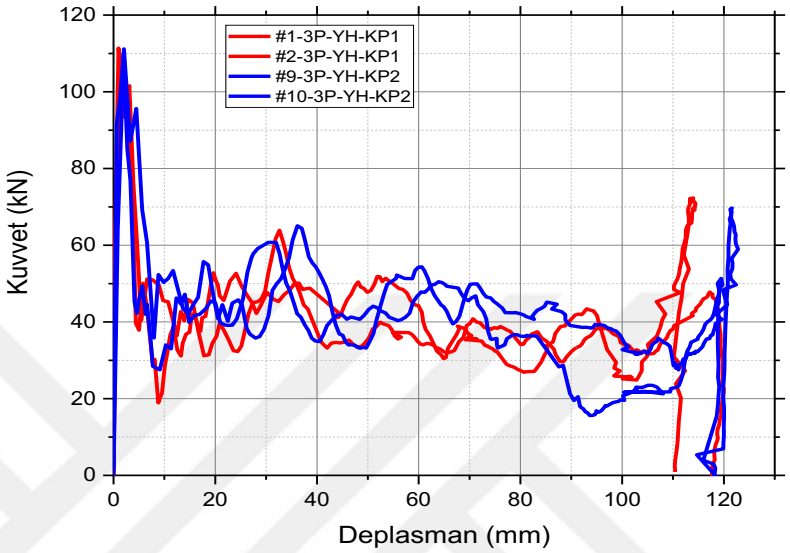


f)

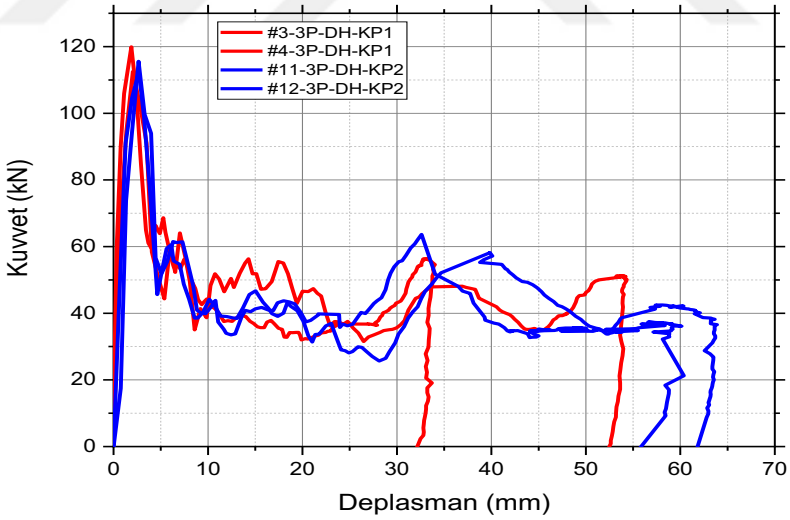
Şekil 4.13. e) Numune #9-#10 kuvvet-deplasman eğrileri f) Numune #11-#12 kuvvet-deplasman eğrileri

Farklı kaynak parametre değerleriyle diğer şartlar sabit tutulduğunda Şekil 4.14'de görülen deneysel grafikler elde edilmiştir. Taguchi yöntemi sonucu belirlenen parametre,

literatür parametre değerleri karşısında yüksek bir pik kuvveti göstermiştir. Ayrıca literatür parametre değerleri ile birleştirilmiş çarpışma kutusunun eğri altında kalan alan miktarı daha fazla olduğu görülmektedir.



a)

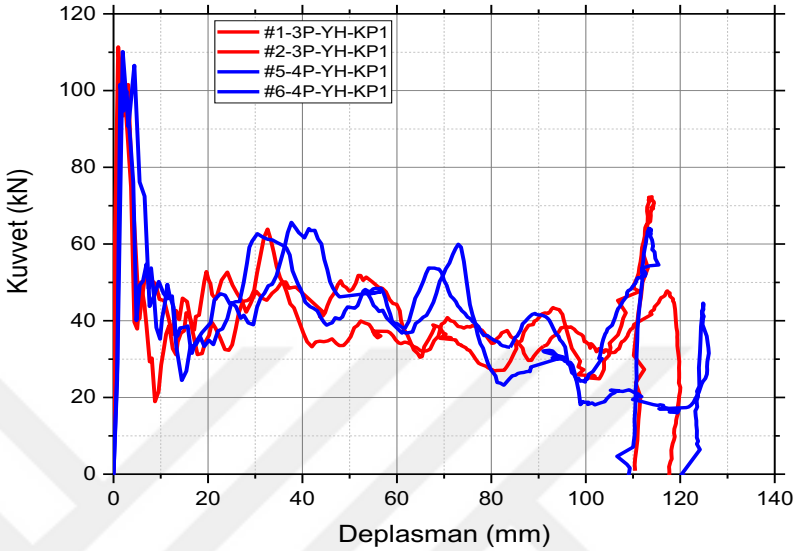


b)

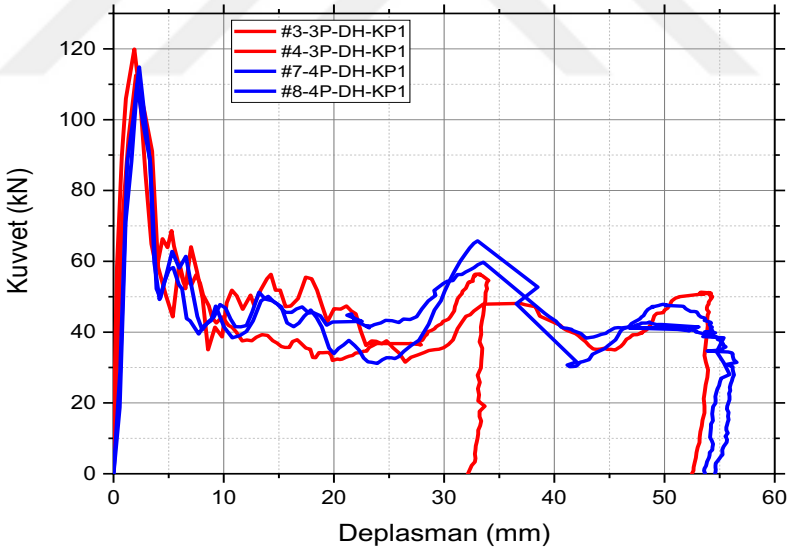
Şekil 4.14. a) Numune #1-#2-#9-#10 kuvvet-deplasman eğrileri b) Numune #3-#4-#11-#12 kuvvet-deplasman eğrileri

Elektrik direnç nokta kaynak sayıları değiştiğinde elde edilen çarpışma kuvveti-deplasman eğrileri Şekil 4.15' te verilmiştir. Elektrik direnç nokta kaynak sayısı 4 adet olması durumda daha düşük pik kuvveti eğri altında daha geniş alana sahip olma durumu

göstermiş dolayısıyla 4 adet kaynak sayısı 3 adete göre daha başarılı çarpışma verimliliği göstermiş olduğu söylenebilir.



a)



b)

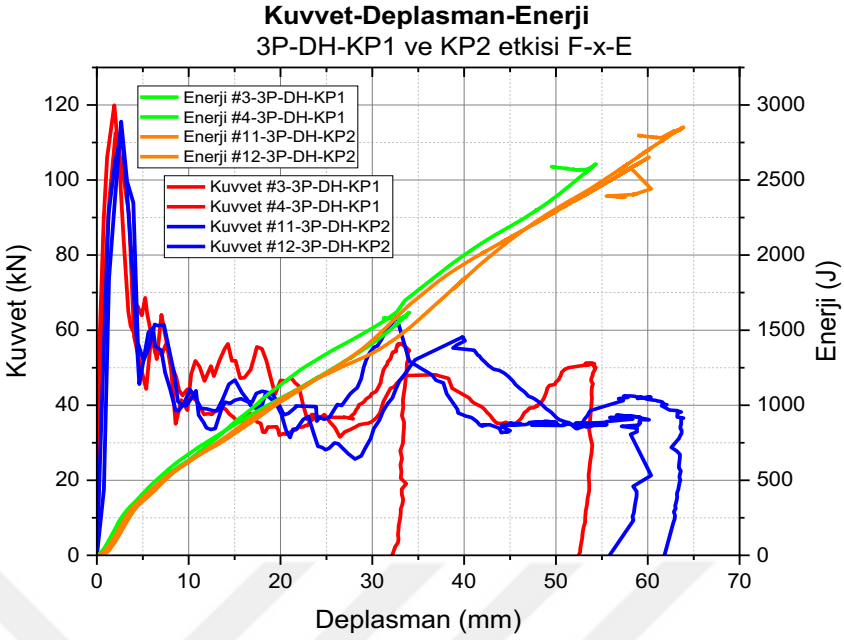
Şekil 4.15. a) Numune #1-#2-#5-#6 kuvvet-deplasman eğrileri b) Numune #3-#4-#7-#8 kuvvet-deplasman eğrileri

Üretilen numunelerin üzerine 580 kg ağırlığındaki yük yüksek hız için 1,23 m yükseklikten düşük hız testi için 0,55 m yükseklikten bırakılmıştır. Deney çalışmasının sonunda numunelerin ezilmiş resimleri Şekil 4.16'da gösterilmiştir.

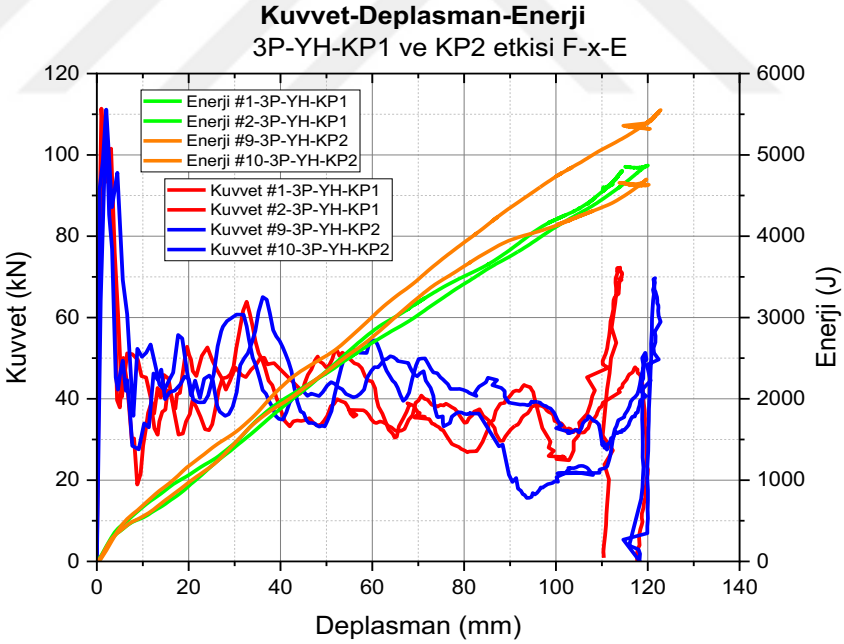


Şekil 4.16. Deney sonrası çarpışma kutularının görüntüsü

Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de kaynak parametreleri değiştirilerek elde edilmiş ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri kıyaslanmıştır. KP2 uygulanarak yapılan değişikliklerin maksimum reaksiyon kuvvetlerini azalttığı ve enerji emilim seviyelerinin arttığı görülmektedir.



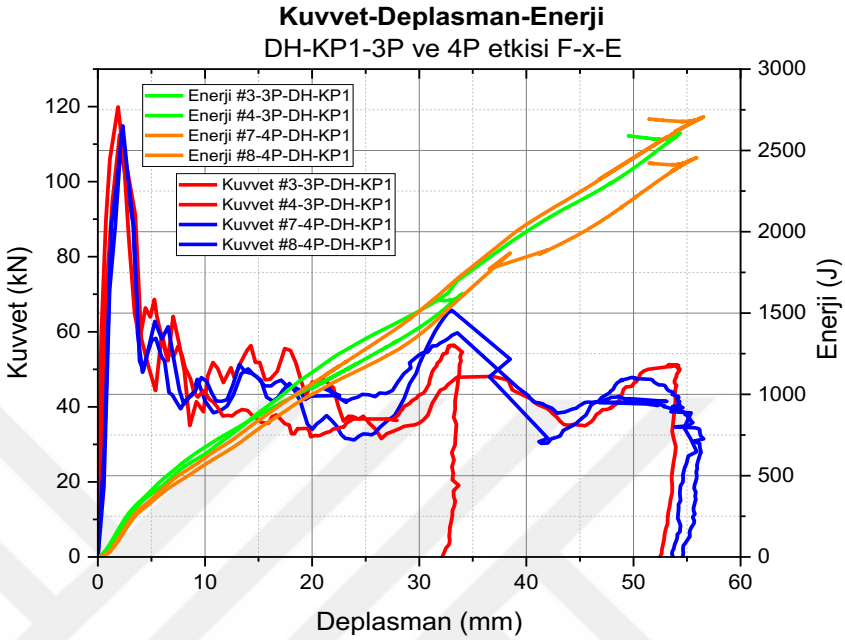
Şekil 4.17. Düşük hız altında farklı kaynak parametreleriyle (KP1 ve KP2) üretilen kutu kuvvet-deplasman-enerji grafiği



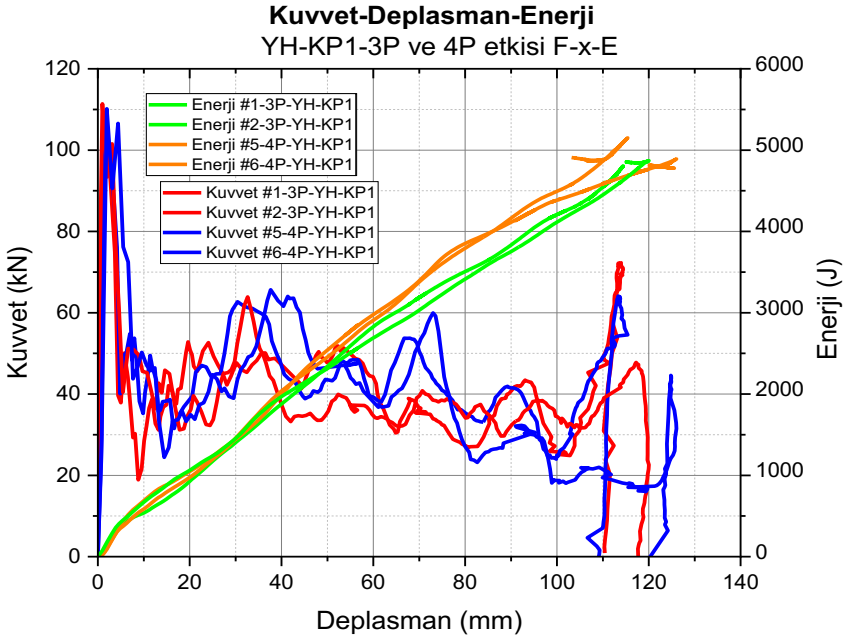
Şekil 4.18. Yüksek hız altında farklı kaynak parametreleriyle (KP1 ve KP2) üretilen kutu kuvvet-deplasman-enerji grafiği

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de nokta kaynak sayıları değiştirilerek elde edilmiş ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri karşılaştırılmıştır. Elektrik direnç nokta kaynağı

sayısındaki artış kutu üzerinde olumlu etki oluşturmuş ve enerji emilimini arttırmıştır. Aynı zamanda maksimum reaksiyon kuvvetlerini azalttığı görülmektedir.



Şekil 4.19. Düşük hız altında farklı kaynak sayısıyla (3P ve 4P) üretilen kutu kuvvet-deplasman-enerji grafiği



Şekil 4.20. Yüksek hız altında farklı kaynak sayısıyla (3P ve 4P) üretilen kutu kuvvet-deplasman-enerji grafiği

Elemanların çarpışma performansları ezilme kuvveti verimi (η_F) hesap edilerek değerlendirilebilir. Ezilme kuvvet verimi değeri, enerji sönümleyici elemanların ezilmesi sonucu açığa çıkan yavaşlama ivmesinin yolcuda oluşturduğu hasarı incelemede yardımcı olmaktadır. Ezilme kuvvet verimi değeri, ne kadar 1'e yaklaşırsa çarpışma esnasında yolcu ve araç bileşenleri üzerindekindeki risk azalır (Bilbay ve diğerleri, 2019).

Çizelge 4.5. Düşürme darbe test sonuçları ve hesaplamalar

Numune	Elektrik Direnç Nokta Kaynak Sayısı / Kaynak Parametresi / Düşürme Hızı	Emilen Enerji (J)	Deplasman (mm)	Fort (kN)	Fmaks (kN)	Özgül Enerji Sönümleme (kJ/kg)	Ezilme Kuvvet Verimi (η_F)
#1	3P/KP1/YH	4797,78	114,29	41,98	105,42	10,10	0,40
#2	3P/KP1/YH	4869,52	120,02	40,57	111,37	10,25	0,36
#3	3P/KP1/DH	2603,37	54,28	47,96	112,53	5,48	0,43
#4	3P/KP1/DH	1618,24	34,03	47,55	119,92	3,41	0,40
#5	4P/KP1/YH	5150,56	115,42	44,62	101,62	10,84	**0,44**
#6	4P/KP1/YH	4882,00	125,74	38,83	110,15	10,28	0,35
#7	4P/KP1/DH	2455,19	55,91	43,91	110,02	5,17	0,40
#8	4P/KP1/DH	2706,75	56,55	47,86	114,88	5,70	0,42
#9	3P/KP2/YH	5551,97	122,81	45,21	111,16	**11,69**	0,41
#10	3P/KP2/YH	4698,50	119,72	39,25	110,19	9,89	0,36
#11	3P/KP2/DH	2852,06	63,89	44,64	112,50	6,00	0,40
#12	3P/KP2/DH	2652,15	60,14	44,10	115,58	5,58	0,38

Düşürme darbe testi sonuçları ve hesaplanan değerler Çizelge 4.5'te verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde #5 numaralı çarpışma kutusunun en yüksek ezilme kuvvet verimi değerine ve #9 numaralı çarpışma kutusunun ise en yüksek özgül enerji emilimi değerine sahip olduğu görülmüştür.

Çarpışma kutularının enerji sönümleme kapasitelerini etkileyen değişkenleri daha anlaşılır bir şekilde ele alabilmek için DH ve YH olarak iki faklı çizelge oluşturulmuştur.

Bu çizelgelerde DH ve YH şartlarının her biri için tekrar eden iki çarpışma kutusu deneyinin ortalaması alınmıştır.

Çizelge 4.6. DH altında çarpışma kutusunun deneysel sonuçları

DH Şartı			
Kaynak Değişkenleri	**Emilen Enerji (J)**	**Özgül Enerji Sönümleme (kJ/kg)**	**Ezilme Kuvvet Verimi (%)**
3P-KP1	2110,805	4,445	41,5
4P-KP1	2580,970	5,435	41,0
3P-KP2	2752,105	5,790	39,0

Çizelge 4.7. YH altında çarpışma kutusunun deneysel sonuçları

YH Şartı			
Kaynak Değişkenleri	**Emilen Enerji (J)**	**Özgül Enerji Sönümleme (kJ/kg)**	**Ezilme Kuvvet Verimi (%)**
3P-KP1	4833,650	10,175	38,0
4P-KP1	5016,280	10,560	39,5
3P-KP2	5125,235	10,790	38,5

DH altında yapılan deney ile elde edilen veriler Çizelge 4.6'da görülmektedir. Çizelgede ezilme kuvvet verimi değerleri incelendiğinde 3P-KP2 çarpışma kutusunun diğer iki kutuya nazaran düşük olduğu 3P-KP1 ve 4P-KP1 değerlerinin ise birbirine yakın sonuç verdiği gözlemlenmektedir. Bu durumda 3P-KP1 ve 4P-KP1 kutularının özgül enerji sönümleme kapasiteleri incelendiğinde 4P-KP1 kutusunun daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Dolayısıyla DH şartı altında gerçekleştirilen deneyde elektrik direnç nokta kaynağı sayısı 4 olan kutu daha yüksek enerji sönümleme yeteneğine sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca yine DH şartı altında gerçekleştirilen deneyde kaynak parametresi şartları incelendiğinde KP2 parametresinin özgül enerji sönümleme kapasitesinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Dolayısıyla KP2 parametresinin KP1 parametresine göre daha iyi bir enerji sönümleme yeteneğine sahip olduğu tespit edilmiştir.

YH altında yapılan deney ile elde edilen veriler Çizelge 4.7'de verilmiştir. Çizelge incelendiğinde ezilme kuvvet verimi en yüksek olan çarpışma kutusu 4P-KP1 olarak

görülmektedir. Dolayısıyla elektrik direnç nokta kaynak sayısını değerlendirecek olursak nokta kaynak sayısı 4 olan çarpışma kutusunun daha iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir. YH şartı altında gerçekleştirilen deneyde kaynak parametre değerlendirmesi için 3P-KP1 ve 3P-KP2 parametrelerine bakıldığında ezilme kuvvet verimi sonuçları birbirine yakın çıktığı görülmektedir. Ayrıca özgül enerji sönümleme kapasitelerine bakılıp 3P-KP2 kutusunun daha yüksek bir enerji sönümleme özelliğine sahip olduğu sonucu elde edilmiştir. Dolayısıyla kaynak parametreleri değerlendirdiğinde KP2 parametresinin enerji sönümleme konusunda daha iyi sonuç verdiği saptanmıştır.

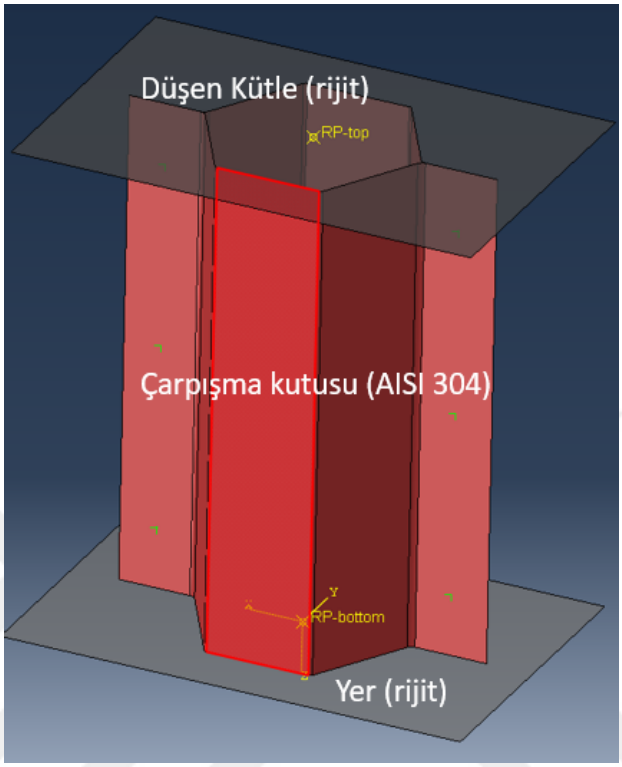
DH ve YH şartları altında gerçekleştirilen deneylerde sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. İki şart altında da elektrik direnç nokta kaynağı sayısı 4 olan çarpışma kutusu daha yüksek enerji sönümleme kapasitesine sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca kaynak parametrelerinde de KP2 parametresine ile birleştirilen çarpışma kutusu en yüksek enerji sönümleme yeteneği göstermiştir.

Her iki durum için özetlenecek olursa elektrik direnç nokta kaynak sayısı artıkça özgül enerji sönümleme değeri artmıştır. DH altında direnç nokta kaynak sayısı 3'ten 4'e arttırılınca özgül enerji emilimi %22, YH altında %4 artış göstermiştir. Ayrıca elektrik direnç nokta kaynak sayısı veya kaynak parametresinin değişimi ezilme kuvvet verimini çok değiştirmemiştir. Kaynak parametresi 2 (KP2) daha yüksek özgül enerji emilimi sağlamıştır.

4.3. Sonlu Elemanlar Analizleri

Düşürme darbe testinin Abaqus yazılımında oluşturulan sonlu elemanlar modeli Şekil 4.21'de verilmiştir. Bu modelde düşen kütle ve kutunun konulduğu yer rijit olarak modellenmiştir. Çarpışma kutusu ise yüzey eleman olarak modellenip, S4R (4 düğümlü çift kavisli ince veya kalın kabuk, azaltılmış entegrasyon, hourglass kontrolü, sonlu membran gerilmeleri) eleman tipiyle elemanlara ayrılmıştır. Eleman boyutu tüm analizlerde 4 mm olarak alınmış, toplam eleman sayısı 3520'dir. Sections altında sac kalınlığı 1,2 mm olarak tanımlanmıştır. Düşen kütle için modellenen rijit parçanın referans noktasına 580 kg'lık kütle tanımlaması yapılıp, deneylerdeki potansiyel

enerjiden çarpma hızı hesaplanarak yine bu referans noktasına ilk hız olarak girilmiştir. Çizelge 4.8'de değerler verilmiştir.



Şekil 4.21. Düşürme darbe testi sonlu elemanlar modeli

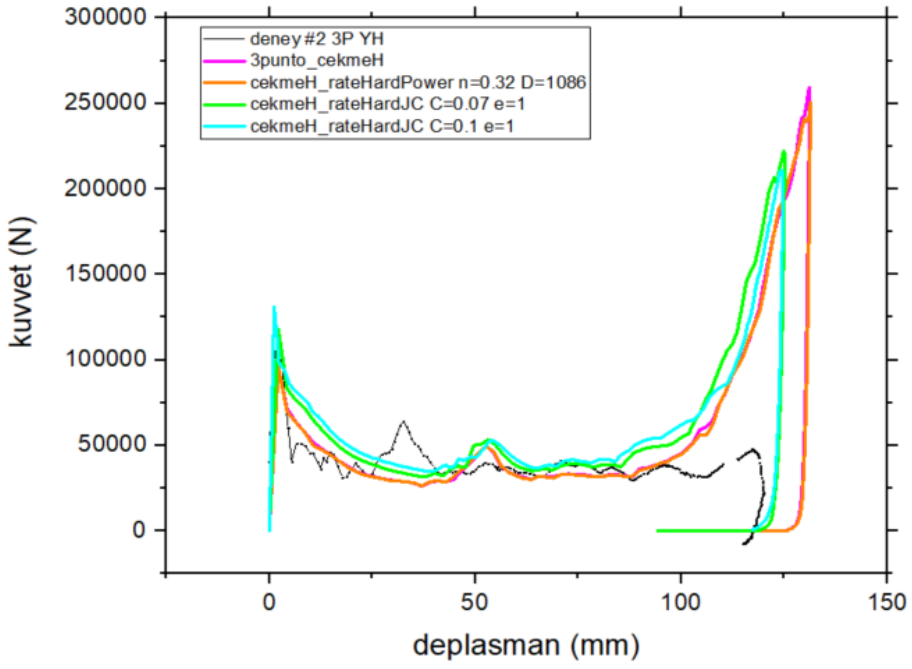
Çizelge 4.8. Yüksek hız ve düşük hız için tanımlanan ilk hızlar

Kütle (kg)	Düşürme Yüksekliği (m)	Enerji (kJ)	İlk Hız (m/s)
580	1,23	7	4,91
580	0,55	3,1	3,27

Deneysel numunelerdeki elektrik direnç nokta kaynakları (3 ve 4 direnç nokta kaynaklı numuneler için) sonlu elemanlar yöntemi (FEM) modelde belirlenip buralarda elektrik direnç nokta kaynağı tanımlamaları yapılmıştır. Elektrik direnç nokta kaynağı modellemesi rijit yani tamamen kısıtlanmış MPC (multipoint constraint) tanımlaması ile oluşturulmuştur.

304 çeliğinin malzeme tanımı ilk olarak bu çalışmada yapılan çekme testlerinden elde edilen eğriler kullanılmıştır. Abaqus yazılımı kalibrasyon aracı kullanılarak mühendislik

eğrisinden gerçek eğri elde edilmiştir. Düşürme darbe testlerinde yüksek hızlarda deformasyon gerçekleştiği için malzemenin gerinim hızına bağlı malzeme tanımı yapılması gerekmektedir. Bu çalışma içerisinde yüksek hızlarda yapılmış testlere ait gerilme-birim şekil değiştirme eğrileri olmadığı için ilk olarak çekme testlerinden elde edilen sanki-statik şartlara ait eğriler kullanılmıştır. Bu şekilde yapılan analiz sonucunda Şekil 4.22'de de görüldüğü gibi deneysel eğriyle nümerik ilk başlangıç ve plato kuvvetleri açısından uyumluluk göstermektedir. Fakat son pik kuvvet nümerik sonuçta deneysele göre oldukça yüksek çıkmaktadır. Literatürden 304 çeliği için bulunan pekleşme katsayıları ile malzemenin yüksek gerinim hızlarındaki deformasyona ve son pik kuvvette etkisi incelenmiş fakat bu sonuçlarda son kuvvet açısından istenen korelasyonu sağlamamıştır. Bu sebeple literatürden tüm malzeme tanımını kapsayacak 2 adet 304 çeliği için Johnson-Cook malzeme tanımlaması belirlenip, bu modeller kullanılmıştır (Maurel-Pantel ve diğerleri, 2012, Espinosa ve diğerleri, 2006). Bu modellere ait değerler Çizelge 4.9'da verilmiştir.



Şekil 4.22. 3 adet elektrik direnç nokta kaynaklı çarpışma kutusu için nümerik ve deneysel kuvvet-deplasman eğrilerinin karşılaştırılması

Çizelge 4.9. 304 çeliği için kullanılan Johnson-Cook (JC) Malzeme Sabitleri (Maurel-Pantel ve diğerleri, 2012, Espinosa ve diğerleri, 2006)

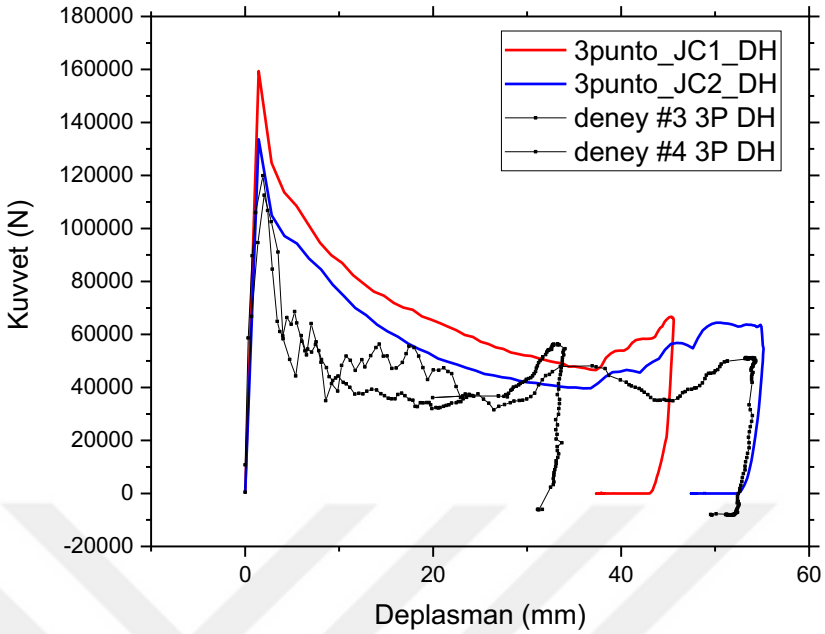
	A (MPa)	**B (MPa)**	**C**	**n**	$\dot{\varepsilon}_0(s^{-1})$
JC1	253,32	685,1	0,097	0,3128	1
JC2	310	1000	0,07	0,65	1

Burada A, B, C ve n malzeme sabitleridir ve bunlar sırasıyla, akma gerilmesi, gerinim sertleşmesi, gerinim hızı sabiti ve gerinim sertleşme sabitidir. $\dot{\varepsilon}_0$ ise referans gerinim hızını ifade etmektedir. 304 paslanmaz çelik için Johnson-Cook dayanım modeli kullanıldı. Denklem 4.3'te verilen sayısal değişken R tarafından tanımlanan bir açılım ile izotropik bir sertleşme tanımlanabilir (Maurel-Pantel ve diğerleri, 2012).

$$R = (A + B\varepsilon^n)\left(1 + Cln\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right)\right)\left(1 - \left(\frac{T - T_0}{T_f - T_0}\right)^m\right) \tag{4.3}$$

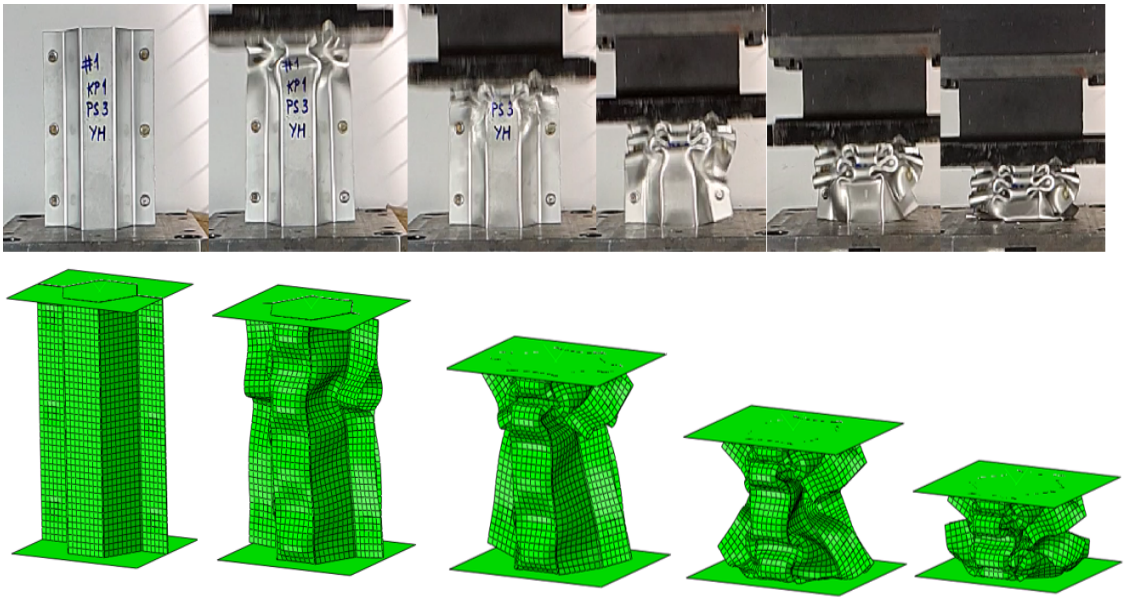
Burada ε, eşdeğer plastik gerinim, $\dot{\varepsilon}$, plastik gerinme oranı, T, malzeme sıcaklığı, T_0, oda sıcaklığı ve T_f, malzemenin erime sıcaklığıdır. Denklem 4.3 içerisindeki birinci parantez gerinim sertleşmesini, ikinci parantez gerinim hızına bağlı sertleşmeyi ve son parantez de sıcaklık etkilerini göstermektedir (Deniz ve diğerleri, 2010).

JC modelleri kullanılarak elde edilen eğriler deneysel eğrilerle kıyaslanması Şekil 4.23'te verilmiştir. Bu modellerle elde edilen sonuçların hem ilk pik kuvveti hem de son kuvveti daha iyi modellediği, ortalama plato kuvvet açısından da yine uyumlu olduğu görülmektedir.

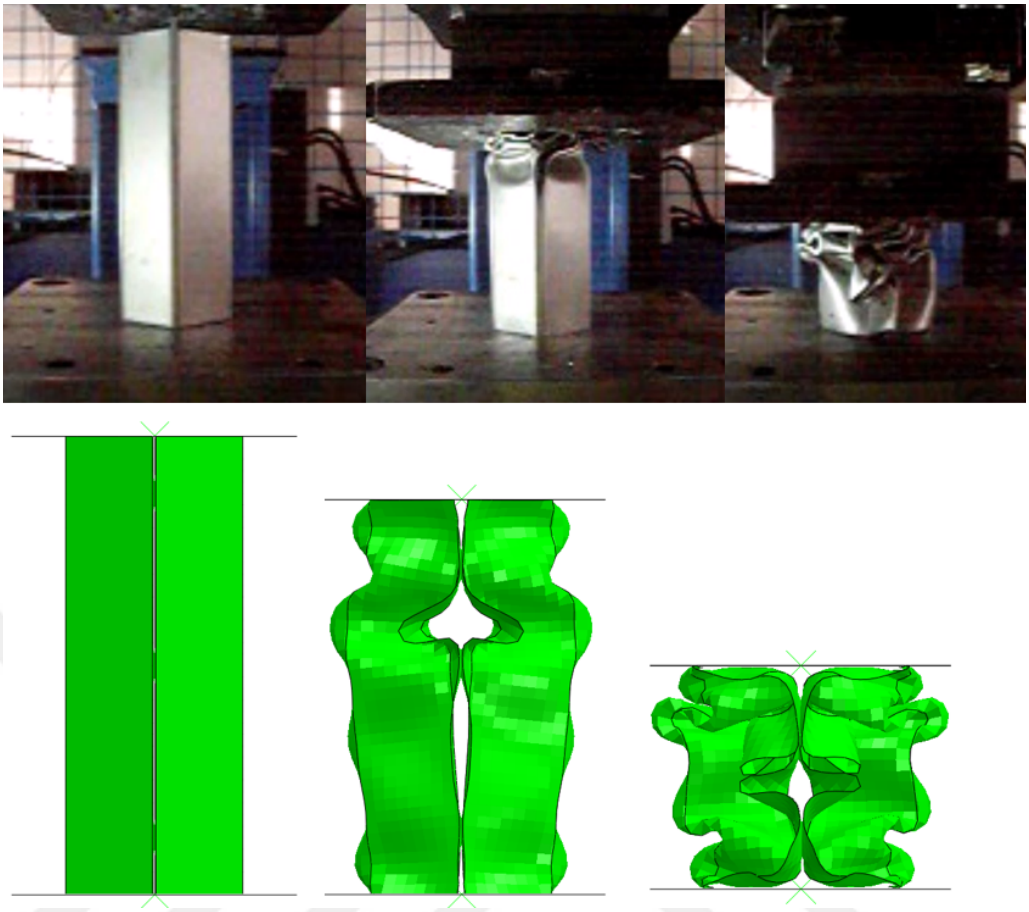


Şekil 4.23. Johnson-Cook malzeme tanımlamasıyla yapılan analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Deney ve analizde çarpışma kutularının üç kez katlandığı Şekil 4.24'te görülmektedir. Deney deformasyonunda analizden gerçeğe uygun olduğu simüle edilmektedir.



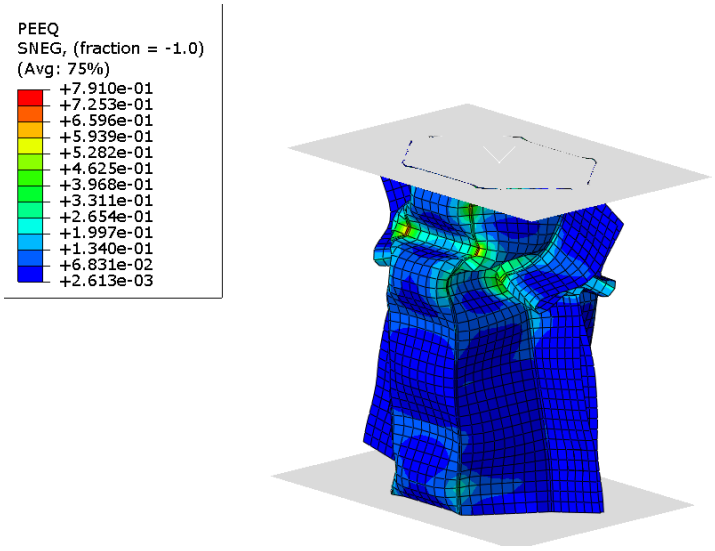
Şekil 4.24. 3 adet elektrik direnç nokta kaynaklı çarpışma kutusu için gerçek test ve sonlu elemanlar analizinden farklı test anları için deformasyonun değişimi



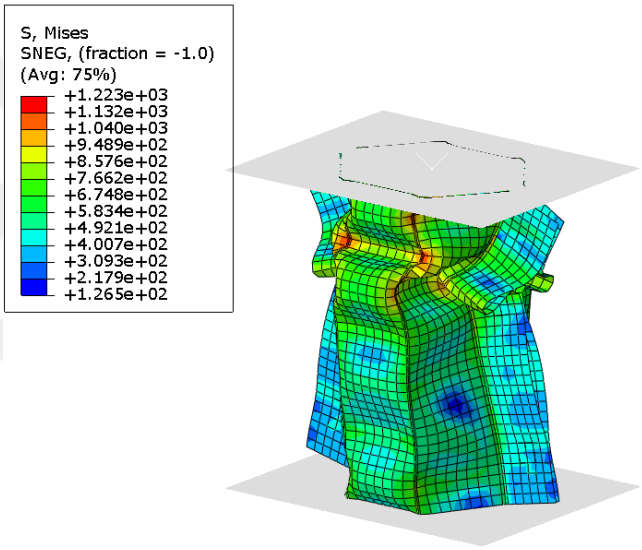
Şekil 4.25. Çarpışma kutusu deney ve sonlu elemanlar analizinden farklı test anları için yanal deformasyonun değişimi

Çarpışma kutusunun Şekil 4.25'te deney sonuçlarındaki katlanmaya uygun olarak sayısal analiz çalışmasındaki yanal deformasyon görüntülerinin birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

Çarpışma kutusunun Şekil 4.26.a'da katlanma bölgelerinde yüksek plastik şekil değiştirme, Şekil 4.26.b'de ise aynı bölgelerde yüksek gerilmelerin oluştuğu görülmektedir.



a)



b)

Şekil 4.26. Analiz süresi t=7,2e-3s'deki a) eşdeğer plastik şekil değiştirme b) Eşdeğer gerilme (von Mises) dağılımları

5. SONUÇ

Bu çalışmada, AISI 304 çelik malzeme için elektrik direnç nokta kaynak optimizasyonu yapılmış belirlenen ve literatürden bulunan parametrelerle çarpışma kutularının kaynaklı birleştirmeleri gerçekleştirilmiştir. Çarpışma kutuları ayrıca yüksek ve düşük hız altında değerlendirmeye tabi tutulmuştur. Kaynak parametreleri dışında bir başka parametre olan elektrik direnç nokta kaynak sayısı ile karşılaştırmalar gerçekleştirilmiştir. Bu şartlarda çarpışma etkisi altında deformasyon karakteristiği incelenmiştir.

Elektrik direnç nokta kaynağı ile birleştirilen numunelerde akım şiddeti arttıkça ısı girdisi indeksi artmaktadır. Bunun kaynak çekirdek boyutunu arttırdığı buna bağlı olarak çekme kuvvetinin artışı ile kaynak dayanımını yükselttiği saptanmıştır. Maksimum kaynak akım şiddeti değeri aşıldığı takdirde kaynak çekirdeğinde erime dolayısıyla çökme ve sıçrama hatasının meydana gelmesi söz konusu olabilir. Kaynak akım şiddetinin, kaynak zamanı ve elektrot kuvveti parametrelerine göre kaynak dayanımını daha fazla etkileyen parametre olarak tespit edilmiştir. Bağlantıların çekme kuvveti genelde akım şiddeti yükseldikçe artmaktadır. En yüksek çekme değeri 9 numaralı numunede 16,11 kN ve 13 kA değerinde elde edilmiştir. Fakat elektrik direnç nokta kaynağı ile 1,2 mm AISI 304 paslanmaz çelik malzeme birleştirme işlemi için daha yüksek akım şiddeti değeri seçimi çökme ve sıçratma nedeniyle önerilmemektedir.

Gerçekleştirilen test sonuçları incelendiğinde #5 numaralı çarpışma kutusunun en yüksek ezilme kuvvet verimi değerine ve #9 numaralı çarpışma kutusunun ise en yüksek özgül enerji emilimi değerine sahip olduğu görülmüştür. DH ve YH şartları altında elektrik direnç nokta kaynak sayısı artıkça özgül enerji sönümleme değeri artmıştır. YH altında elektrik direnç nokta kaynak sayısı 3'ten 4'e arttırılınca özgül enerji emilimi %4, DH altında ise %22 artış elde edilmiştir. Ayrıca elektrik direnç nokta kaynak sayısı veya kaynak parametresinin değişimi ezilme kuvvet verimini çok değiştirmemiştir. Kaynak parametresi 2 (KP2) daha yüksek özgül enerji emilimi sağlamıştır.

Düşürme darbe testlerinde çarpışma kutularındaki tepki kuvveti, deplasman ve zaman değerleri elde edilmiştir. Temelde 2 farklı durum değerlendirilmiştir. Bunlar; elektrik direnç nokta kaynak parametresi ve elektrik direnç nokta kaynak sayısıdır. Sonuçlar

incelendiğinde elektrik direnç nokta kaynak parametresinin ve kaynak sayısının çarpışma karakteristiği üzerine etkisi görülmektedir. Grafiklerde nokta kaynak sayısı 4 adet olan deney numuneleri düşük pik kuvveti sergilemiş ve eğri altında geniş alan sağlayarak enerji sönümleme yeteneklerinin diğer numunelerdeki 3 adet nokta kaynak sayısına göre üstün olduğu tespit edilmiştir.

Deneylerden elde edilen ve literatürden alınan kaynak parametreleri ile gerçekleştirilen testlerin sonucunda KP2 parametresi ile kaynak edilen çarpışma kutu numunelerinin daha düşük bir pik değeri sağladığı ve özgül enerji sönümleme kapasitelerinin daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Dolayısıyla KP2 parametresinin KP1 parametresine göre enerji sönümleme kapasitesinin daha iyi olduğu sonucuna varılmıştır.

Çarpışma kutularının düşürme darbe test sonuçlar ile, gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizindeki sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Deney çalışmasında ve sayısal analiz test deformasyon görüntülerinde benzerlik tespit edilmiştir. Böylece gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizi ile çarpışma kutularının çarpışma performansı yapılan düşürme darbe testleri ile de doğrulanmıştır.

KAYNAKLAR

Akay, D., & Kurt, M. (2006). Otomobil Emniyet Kemeri Kullanılabilirlik Testi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 21*(1), 183-191.

Alkoles, O. M., Mahdi, E., Hamouda, A. M., & Sahari, B. B. (2003). Ellipticity Ratio Effects in the Energy Absorption of Axially Crushed Composite Tubes. *Applied Composite Materials*, 339–363.

Altın, M. (2019). Çarpışma kutularının üzerine açılan oyukların çarpışma performansı üzerine etkisinin incelenmesi. *Politeknik Dergisi, 22*(1), 135-139. https://doi.org/10.2339/politeknik.403989

Altın, M. (2019). Değişik geometrilere sahip enerji sönümleyici profillerin açılı yükler altında performanslarının incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 34*(3), 1517-1525.

Altın, M., & Yücesu, S. (2019). Farklı Geometrik Yapılardaki Çarpışma Kutularının İçerisine Yerleştirilen Alüminyum Köpük Malzemenin Enerji Sönümleme Kapasitesi Üzerine Etkisinin İncelenmesi. *Politeknik Dergisi, 21*(1), 141-148.

Askeland, D. R., Fulay, P. P., & Wright, W. J. (2010). *The Science and Engineering of Materials* (6. b.). Stamford: Cengage Learning.

ASTM International. (2016). ASTM E8/E8M-16a . *Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials*. https://doi.org/10.1520/E0008_E0008M-16A

Bilbay, F. B., Gülçimen Çakan, B., Ensarioğlu, C., & Çakır, M. C. (2019). Taşıtlarda Yüksek Mukavemetli Düşük Alaşımlı (HSLA) Çelik Ön Çarpışma Kolları İçin En Uygun Et Kalınlığının Belirlenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, 24*, 461-475.

Callister, W. D., & Rethwisch, D. G. (2013). *Materials Science and Engineering: An Introduction* (9. b.). Hoboken: John Wiley and Sons.

Chaudhari, D. K., & Borse, P. N. (2020). Analysis of Vehicle Crash Box for Improved Passengers Safety with Material Optimization. *International Journal of Engineering Science and Computing, 10*(10), 27394-27395.

Ciampaglia, A., Fiumarella, D., Niutta, C. B., Ciardiello, R., & Belingardi, G. (2021). Impact response of an origami-shaped composite crash box: Experimental analysis and numerical optimization. *Composite Structures, 256*.

Demirci, E., Yıldız, A. R., & Semerci, F. (2014). Taşıtlarda Önden Çarpışma Performansını Etkileyen Enerji Yutucuların Optimum Tasarımı. *7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi* . Bursa.

Dengensha Europe. (tarih yok). General Spot Welding Data Sheet. Shenstone, United Kingdom: Dengensha Europe.

Deniz, T., Kılıç, N., & Yıldırım, R. (2010). Balistik penetrasyon benzetimlerinde Johnson-Cook malzeme modeli sabitlerinin etkisinin incelenmesi. *SAVTEK 2010 Savunma Teknolojileri Kongresi*, *1.* Ankara.

Espinosa, H., Lee, S., & Moldovan, N. (2006). A Novel Fluid Structure Interaction Experiment to Investigate Deformation of Structural Elements Subjected to Impulsive Loading. *Experimental Mechanics, 46*, 805–824. https://doi.org/10.1007/s11340-006-0296-7

Fındık, F. (2021). *Malzeme ve Tasarım.* Ankara: Seçkin Yayıncılık.

Gören, R., Eldoğan, O., & Parlak, A. (2003). Otomotiv Malzeme Teknolojilerindeki Gelişmeler. *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 7*(3), 161-166.

Guler, M. A., Cerit, M. E., Bayram, B., Gerçeker, B., & Karakaya, E. (2010). The effect of geometrical parameters on the energy absorption characteristics of thin-walled structures under axial impact loading. *International Journal of Crashworthiness, 15*(4), 377-390. https://doi.org/10.1080/13588260903488750

Hayat, F. (2010). TRIP Çeliklerinin Otomotiv Endüstrisinde Kullanımının İncelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 25*(4), 701-712.

İç, Y. T., & Yıldırım, S. (2012). Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleriyle Birlikte Taguchi Yöntemini Kullanarak Bir Ürünün Tasarımının Geliştirilmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 27*(2), 447-458.

Jin, S. Y., & Altenhof, W. (2007). Comparison of the load/displacement and energy absorption performance of round and square AA6061-T6 extrusions under a cutting deformation mode. *International Journal of Crashworthiness, 12*(3), 265-278.

Kaner, S. (2021). TIG Kaynak Yöntemiyle Birleştirilen AISI 304 Malzemelere Uygulanan Yaşlandırma İşleminin Mekanik Özelliklere Etkisinin İncelenmesi. *Politeknik Dergisi, 24*(4), 1491-1498.

Karabulut, S., Erzincanlıoğlu, S., Ünal, C. U., Bilici, A. Y., & Yılmaz, İ. Ö. (2019). Üçüncü Nesil Çeliklerin Otomotiv Tasarımında Kullanımı. *Mühendis ve Makina Dergisi*, 35-39.

Karcı, F. (2008). Soğuk Deformasyon ve Kaynak Isı Girdisinin AISI 304 Paslanmaz Çelik Direnç Kaynak Kalitesine Etkisi. *Yüksek Lisans Tezi*. Karabük Üniversitesi.

Köse, C. N. (2015, Ocak). Bir B Segment Araç İçin Ön Gövde Çarpma Parçalarının Tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Kumar, S., Satsangi, P. S., & Prajapati, D. R. (2011). Optimization of green sand casting process parameters of a foundry by using Taguchi's method. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 55*, 23–34. https://doi.org/10.1007/s00170-010-3029-0

Maurel-Pantel, A., Fontaine, M., Thibaud, S., & Gelin, J.-C. (2012). 3D FEM simulations of shoulder milling operations on a 304L stainless steel. *Simulation Modelling Practice and Theory, 22*, 13-27. https://doi.org/10.1016/j.simpat.2011.10.009

Önal, A. S., & Kaya, N. (2015). Meta model based optimization of spot welded crash box using differential evolution algorithm. *10th European LS-DYNA Conference.* Würzburg.

Öztürk, F., Toros, S., Esener, E., & Uysal, E. (2009). Otomotiv Endüstrisinde Yüksek Mukavemetli Çeliklerin İncelenmesi. *TMMOB Makina Mühendisleri Odası, 11. Otomotiv Sempozyumu. 50*, s. 44-49. Bursa: Mühendis ve Makina.

Öztürk, İ., & Kaya, N. (2008). Otomobil Ön Tampon Çarpışma Analizi ve Optimizasyonu. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 13*(1), 119-127.

Placidi, F., & Fraschetti, S. (2005). *Potential Application of Stainless Steel for Vehicle Crashworthiness Structures.* Mart 20, 2022 tarihinde Phase Transformations & Complex Properties Research Group: www.phase-trans.msm.cam.ac.uk/2005/LINK/142.pdf adresinden alındı

Pouranvari, M. (2011). Effect of Resistance Spot Welding Parameters on the HAZ Softening of DP980 Ferrite-Martensite Dual Phase Steel Welds. *World Applied Sciences Journal, 15*(10), 1454-1458.

Rao, L. C., Narayanamurthy, V., & Simha, K. R. (2016). *Applied Impact Mechanics.* New Delhi: Ane Books Pvt. Ltd.

Santacreu, P.-O., Glez, J. C., Roulet, N., Fröhlich, T., & Grosbety, Y. (2006). Austenitic Stainless Steels For Automotive Structural Parts. *Journal of Materials and Manufacturing, 115*, 805-810.

Savaşkan, T. (2007). *Malzeme Bilgisi ve Muayenesi.* Trabzon: Celepler Matbaacılık.

Silva, D. F., Silva, C. M., Bragança, I. M., Nielsen, C. V., Alves, L. M., & Martins, P. A. (2018). On the Performance of Thin-Walled Crash Boxes Joined by Forming. *Materials, 11*(7). https://doi.org/10.3390/ma11071118

Tekaslan, Ö., Gerger, N., & Şeker, U. (2008). AISI 304 Östenitik Paslanmaz Çeliklerde Kesme Parametrelerine Bağlı Olarak Yüzey Pürüzlülüklerinin Araştırılması. *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 10*(2), 3-12.

Turgut, E., & Dikici, A. (2011). Eş Eksenli Bir Isı DeğiĢtiricisinin Tasarım Parametrelerinin Taguchi Metodu ile Optimizasyonu. *6thInternational Advanced Technologies Symposium (IATS'11)*, (s. 278-281). Elazığ.

Tutar, M., Aydin, H., & Bayram, A. (2017). Multi objective Taguchi optimization approach for resistance spot welding of cold rolled TWIP steel sheets. *The 6th International Conference on Manufacturing Engineering and Process. 885*, s. 53-57. Lisbon: IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series.

Tutar, M., Aydin, H., Yuce, C., Yavuz, N., & Bayram, A. (2014). The optimisation of process parameters for friction stir spot-welded AA3003-H12 aluminium alloy using a Taguchi orthogonal array. *Materials and Design*, 789-797.

Uğur, M. (2005, Haziran). Paslanmaz Çeliklerin Kaynağında İçyapının Belirlenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Witteman, W. J. (1999). Improved vehicle crashworthiness design by control of the energy absorption for different collision situations. *Doctoral dissertation*. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven.

Yankov, E., & Nikolova, M. (2017). Changes in the mechanical properties and microstructure of anisotropic austenitic stainless sheet steel after uniaxial tensile test. *The 4th International Conference on Computing and Solutions in Manufacturing Engineering. 94.* MATEC Web of Conferences. https://doi.org/10.1051/matecconf/20179402017