



T. C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇOK AMAÇLI KRİTERLERİ SAĞLAYAN HIZLANDIRILMIŞ TASARIM
YAKLAŞIMI İLE TAŞITLARDA DARBEYE MARUZ KALAN ELEMANLARIN
TASARIMI

İsmail ÖZTÜRK

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa-2017

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

İsmail ÖZTÜRK tarafından hazırlanan “Çok Amaçlı Kriterleri Sağlayan Hızlandırılmış Tasarım Yaklaşımı ile Taşıtlarda Darbeye Maruz Kalan Elemanların Tasarımı” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Başkan: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
UÜ. Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Prof. Dr. Necmettin KAYA
UÜ. Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
BTÜ. Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ
UÜ. Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Yrd. Doç. Dr. Erdem UZUNSOY
BTÜ. Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

İmza

İmza

İmza

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

../..../(Tarih)

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
 - atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
 - kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
 - ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı
- beyan ederim.**

.././....

İsmail ÖZTÜRK

ÖZET

Doktora Tezi

ÇOK AMAÇLI KRİTERLERİ SAĞLAYAN HIZLANDIRILMIŞ TASARIM YAKLAŞIMI İLE TAŞITLARDA DARBEYE MARUZ KALAN ELEMANLARIN TASARIMI

İsmail ÖZTÜRK

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Bu çalışmada yan darbelerde araç çökme hızını düşüren ve çarpışma enerjisini absorbe eden B-Sütunu (yan kapı direği) için çok amaçlı kriterleri sağlayan hızlandırılmış bir tasarım yaklaşımı geliştirilerek zaman ve maliyetten tasarruf edilmesi sağlanmıştır. B-Sütunu malzeme karakteristikleri araç çarpışma testleri yerine düşen ağırlık darbe testi ile belirlenmiş ve aynı testin sonlu elemanlar benzetimi yapılarak elde edilen sonuçlar test sonuçları ile doğrulanmıştır. Aracın Euro NCAP yan darbe test benzetimi sonlu elemanlar yöntemi ile yapılmış ve analizden elde edilen sonuçlardan yararlanarak B-Sütunu iki ayrı kısma ayrılmıştır. Hem TWB hem de TRB yapılı B-Sütunu ile analizler yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. B-Sütunu için tek malzemeli-tek amaçlı, iki malzemeli-tek amaçlı ve iki malzemeli-çok amaçlı optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu amaçla deney tasarımı yöntemi ile analizler yapılarak farklı metotlarla yanıt yüzeyler oluşturulmuştur. Analizler sırasında kopma kriteri tanımlanmıştır. En iyi sonucu veren radyal bazlı fonksiyon yöntemi ile tasarım fonksiyonları oluşturularak ağırlık minimizasyonu için optimizasyon problemi kurulmuş ve farklı metotlarla çözümlenerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçta tek malzemeli-tek amaçlı optimizasyon çalışmasında ağırlıktan %17,6 ve iki malzemeli-tek amaçlı optimizasyon çalışmasında ise ağırlıktan %20 tasarruf sağlanmıştır. İki malzemeli-çok amaçlı optimizasyon çalışması ile pareto sınır eğrisi bulunarak B-Sütunu için geniş bir tasarım tercih yelpazesi elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Araç çarpışma analizi, hızlandırılmış tasarım, B-Sütunu optimizasyonu, düşen ağırlık darbe testi.

2017, xi + 97 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

DESIGN OF VEHICLE PARTS UNDER IMPACT USING MULTI OBJECTIVE DESIGN APPROACH WITH ACCELERATED METHODOLOGY

İsmail ÖZTÜRK

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

In this study, multi objective design approach with accelerated methodology was developed for B-Pillar (side door pillar) that decreasing intrusion velocity and absorbing crash energy. B-Pillar material characteristics were determined by drop tower test instead of the vehicle crash test. Finite element simulation of the drop tower test conducted and the results obtained from simulation were confirmed with the test results. Side impact finite element model was simulated according to Euro NCAP test protocol and the B-Pillar was divided into two sections using results obtained from the analysis. Analyzes were made with TWB and TRB B-Pillar and the results were compared. Single material single-objective, two material-single-objective and two-material-multi-objective optimization studies were conducted for B-Pillar. For this purpose, response surfaces were created with different methods. Failure criteria was determined for analyzes. Design functions were created with radial basis function method. Optimization problem for weight minimization was established and solved with different methods. As a result, 17,6% weight savings and 20% weight savings were achieved in the single material-single objective optimization study and two material-single objective optimization studies. Pareto front curve found with two-material-multi-objective optimization study.

Key words: Vehicle crash analysis, accelerated design, B-pillar optimization, drop tower test.

2017, xi + 97 pages.

TEŞEKKÜR

Akademik anlamda bana örnek olan, tez konusunun belirlenmesi, tezin desteklenmesi ve diğer konularda yardımlarını esirgemeyen değerli hocam ve danışmanım Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK'e teşekkür ederim. Maddi ve manevi desteklerini her zaman arkamda hissettiğim aileme özellikle de değerli eşim Ebru EKİCİ ÖZTÜRK'e teşekkürü bir borç bilirim.

Bu akademik çalışma için sahip olmam gereken temel bilgileri bana öğreten değerli hocam ve yüksek lisans tez danışmanım Prof. Dr. Necmettin KAYA'ya teşekkür ederim.

Düşen ağırlık darbe testi (drop tower test) için destek veren Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ (Bursa Teknik Üniversitesi)'a, test numuneleri için destek veren Yük. Mak. Müh. Ferdi EŞİYOK (Beyçelik-Gestamp)'a teşekkür ederim.

Annemin aziz hatırasına...

İsmail ÖZTÜRK

.././....

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	7
3. MATERYAL VE YÖNTEM	13
3.1. Araç Çarpışma Test ve Simülasyonları.....	14
3.1.1. Araçlarda fiziksel çarpışma testleri.....	15
3.1.2. Sonlu elemanlar yöntemiyle araçlarda çarpışma simülasyonları	19
3.1.3. Düşen ağırlık darbe testi (drop tower test).....	24
3.1.4. Düşen ağırlık darbe test benzetimi ve malzeme modeli seçimi	26
3.1.5. Sonlu elemanlar yöntemi ile araç yan çarpışma analizleri.....	30
3.2. Araç Çarpışma Optimizasyonu	33
3.2.1. Optimizasyon yöntemleri ve tek malzemeli-tek amaçlı optimizasyon	41
3.2.2. İki malzemeli-tek amaçlı optimizasyon	51
3.2.3. İki malzemeli-çok amaçlı optimizasyon	54
4. BULGULAR.....	58
4.1. Düşen Ağırlık Darbe Test Bulguları	58
4.2. Düşen Ağırlık Darbe Test Benzetimi Bulguları.....	60
4.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Araç Yan Çarpışma Analizlerinden Elde Edilen Bulgular.....	63
4.4. Araç Çarpışma Optimizasyonundan Elde Edilen Bulgular.....	65
4.4.1. Tek malzemeli-tek amaçlı optimizasyondan elde edilen bulgular	65
4.4.2. İki malzemeli-tek amaçlı optimizasyondan elde edilen bulgular.....	74
4.4.3. İki malzemeli-çok amaçlı optimizasyondan elde edilen bulgular.....	87
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	89
KAYNAKLAR	93
ÖZGEÇMİŞ	96

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
\circ	Derece
g	Yer çekimi ivmesi
F	Dış kuvvetler
w_1	Üst genişlik
w_2	Alt genişlik
t	Kalınlık
L	Uzunluk
E_ζ	Elastisite modülü
σ_{ort}	Ortalama gerilme
A	Kesit alanı
ε	Ortalama birim şekil değişimi
k_1, k_2, k_3	Bilinmeyen katsayılar
u	Yer değiştirme, deformasyon
R	Hata fonksiyonu
δ_i	Ağırlık fonksiyonu
I	Eleman iç kuvvetleri,
M	Kütle matrisi,
a	İvme
t	Zaman
V	Hız
Δt	Zaman artım değeri
$\Delta t_{kararlı}$	Çözümün kararlılığı için gerekli zaman artım değeri
l	Sonlu elemanlar modeli içindeki en küçük eleman uzunluğu
c	Malzeme içindeki ses hızı
ρ	Malzeme yoğunluğu
$[K]$	Global rijitlik matrisi
σ	Akış (flow) gerilmesi
a	Akma gerilmesi
b	Sertleşme modülü
ε_p	Plastik gerinme
n	Sertleşme Üssü
d	Şekil değiştirme hızı (strain rate) katsayısı
$\dot{\varepsilon}$	Şekil değiştirme hızı
$\dot{\varepsilon}_0$	Referans şekil değiştirme hızı
q	Sıcaklık üssü
T	Kelvin cinsinden sıcaklık
T_{melt}	Kelvin cinsinden erime sıcaklığı
$f(x)$	Amaç fonksiyonu
$G(x)$	Kısıt fonksiyonu
x	Bağımsız değişken, tasarım değişkeni
y	Bağımlı değişken
n	Deney (simülasyon) sayısı,
y_i	i . deneyden elde edilen simülasyon değeri,
f_i	i . deneyde regresyon modeli tarafından tahmin edilen değer

$\ x - x_i\ $	Öklid normu
$R(x)$	Radyal bazlı fonksiyon
γ_i	i . temel fonksiyon için katsayı
ω	Temel fonksiyon
$p_j(x)$	Sabit veya doğrusal polinom
h_j	Bilinmeyen katsayılar
w	Ağırlık
v_{max}	Maksimum ortalama çökme hızı
$t_{üst}$	B-Sütunu üst kısmı et kalınlığı
t_{alt}	B-Sütunu alt kısmı et kalınlığı
λ	Adım büyüklüğü
S_i	Arama yönü
E	Absorbe edilen enerji
M1	Amaç fonksiyonu 1'in minimumu
M2	Amaç fonksiyonu 2'nin minimumu
A,C	Baskın nokta
B	Baskın olmayan nokta

Kısaltmalar

Açıklama

Euro NCAP	European New Car Assessment Programme (Avrupa Yeni Araba Değerlendirme Programı)
FE	Finite Element (Sonlu Elemanlar)
TWB	Tailor-Welded Blank
TRB	Tailor-Rolled Blank
DOE	Design of Experiment (Deney Tasarımı)
LSR	Least Squares Regression (En Küçük Kareler Regresyon)
MLSM	Moving Least Squares Method (Hareketli En Küçük Kareler Metodu)
HK	HyperKriging
RBF	Radial Basis Function (Radyal Bazlı Fonksiyon)
ARSM	Adaptive Response Surface Method (Adaptif Yanıt Yüzey Yöntemi)
GRSM	Global Response Surface Method (Global Yanıt Yüzey Yöntemi)
SQP	Sequential Quadratic Programming (Sıralı Karesel Programlama)
MFD	Method of Feasible Directions (Uygun Yönler Yöntemi)
GA	Genetic algorithm (Genetik algoritma)
FMVSS 214	Federal Motor Vehicle Safety Standard (Federal Motorlu Araç Güvenlik Standardı)

UHSS	Ultra High Strength Steel (Çok Yüksek Mukavemetli Çelik)
IIHS	Insurance Institute for Highway Safety (Otoyol Güvenliği Sigorta Enstitüsü)
CAE	Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Mühendislik)
RSM	Response Surface Method (Yanıt Yüzey Yöntemi)
RDC	Rib Deflection Criterion (Kaburga Çökme Kriteri)
HIC	Head Injury Criterion (Baş Yaralanma Kriteri)
C-NCAP	China-New Car Assessment Program (Çin Yeni Araba Değerlendirme Programı)
US-NCAP	The United States New Car Assessment Program (ABD Yeni Araba Değerlendirme Programı)
CMVSS 214	Canada Motor Vehicle Safety Standard (Kanada Motorlu Araç Güvenlik Standardı)
DP	Dual Phase Steel (Çift Fazlı Çelik)
CCD	Central Composite Design (Merkezi Kompozit Tasarım)
PB	Plackett-Burman
HSLA	High strength low alloy (Yüksek mukavemetli düşük alaşımlı çelik)
TWIP	TWinning Induced Plasticity (İkizlenmeyle plastisite kazanan)

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Uygulanan yöntemlerin akış diyagramı	13
Şekil 3.2. FMVSS 214 testi şematik gösterimi	16
Şekil 3.3. Yan darbe testi şematik gösterimi	17
Şekil 3.4. Yan darbe testi uygulanmış bir otomobil	17
Şekil 3.5. Yandan dikme çarpma testi	18
Şekil 3.6. Bir otomobilin yan darbe ve yandan dikme çarpma testi sonucunda farklı vücut bölgelerinin korunma değerlerinin farklı renklerle gösterimi	18
Şekil 3.7. Eksenel F kuvveti altında bulunan bir çubuk ve F ile ortalama gerilme arasındaki ilişki	20
Şekil 3.8. Düşen ağırlık darbe test cihazı	25
Şekil 3.9. Düşen ağırlık darbe testi şematik gösterimi	25
Şekil 3.10. Sonlu elemanlarına ayrılmış olarak test numunesi ve rijit küresel uç	27
Şekil 3.11. Sac numune ve küresel uç arasında temas tanımlanması	29
Şekil 3.12. Düşen ağırlık darbe test benzetimi için sınır şartlar	29
Şekil 3.13. a) Kaba b) Kaliteli ağ yapısına sahip B-Sütunu	30
Şekil 3.14. Araç ön çarpışma modeli	31
Şekil 3.15. Euro NCAP yan darbe sonlu elemanlar modeli	32
Şekil 3.16. a) TRB b) TWB yapıları DP 600 B-Sütunu ve referans düğüm noktaları	33
Şekil 3.17. Yanıt yüzey yöntemi	34
Şekil 3.18. 3 parametre ve 2 seviyeli tam faktöriyel tasarım	35
Şekil 3.19. Deney noktaları ve örnek bir regresyon eğrisi	38
Şekil 3.20. a) İkinci dereceden en küçük kareler regresyon b) Kriging yöntemi	39
Şekil 3.21. Adaptif yanıt yüzey yöntemi akış diyagramı	43
Şekil 3.22. Global yanıt yüzey yöntemi akış diyagramı	44
Şekil 3.23. SQP akış diyagramı	45
Şekil 3.24. MFD akış diyagramı	47
Şekil 3.25. Genetik algoritma yöntemi akış diyagramı	50
Şekil 3.26. TWIP 980-DP 800 çeliğinden tasarlanan B-Sütunu	53
Şekil 3.27. Çok amaçlı optimizasyon	55
Şekil 3.28. Pareto sınırı	56
Şekil 4.1. 0,78 m/s çarpma hızında DP 600 sacda meydana gelen deformasyonlar	58
Şekil 4.2. 2,65 m/s çarpma hızında DP 600 sacda meydana gelen deformasyonlar	59
Şekil 4.3. 0,78 m/s çarpma hızında iç enerji-zaman ve deformasyon-zaman grafikleri	59
Şekil 4.4. 2,65 m/s çarpma hızında iç enerji-zaman ve deformasyon-zaman grafikleri	60
Şekil 4.5. 2,65 m/s çarpışma hızı için 4.ms deki deformasyonlar	60
Şekil 4.6. 0,78 m/s çarpma hızında test ve benzetim için iç enerji-zaman grafikleri	61
Şekil 4.7. 0,78 m/s çarpma hızında test ve benzetim için deformasyon-zaman grafikleri	61
Şekil 4.8. 2,65 m/s çarpma hızında test ve benzetim için iç enerji-zaman grafikleri	62
Şekil 4.9. 2,65 m/s çarpma hızında test ve benzetim için deformasyon-zaman grafikleri	62
Şekil 4.10. 16. ms'de mm/s cinsinden DP 600 B-sütunu hız dağılımı ve referans düğüm noktalarının konumları	63
Şekil 4.11. DP 600 B-Sütunu için referans düğüm noktalarının hız-zaman grafiği	64

Şekil 4.12. TRB ve TWB yapılı DP 600 B-Sütunu referans düğüm noktalarının hız-zaman grafikleri	65
Şekil 4.13. 15. ms’de mm/s cinsinden HSLA 340 B-Sütunu hız dağılımı ve referans düğüm noktalarının konumları	74
Şekil 4.14. Referans model ile sadeleştirilmiş modelin analiz sonuçlarının karşılaştırılması-İç enerjiler	75
Şekil 4.15. Referans model ile sadeleştirilmiş modelin analiz sonuçlarının karşılaştırılması-Düğüm noktası hızları	76
Şekil 4.16. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için Pareto sınırı eğrisi.....	87



ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. DP 600 malzeme için Johnson-Cook malzeme kartı parametreleri.....	28
Çizelge 3.2. HSLA 340 malzeme için Johnson-Cook malzeme kartı parametreleri	52
Çizelge 4.1. DP 600 B-Sütunu için DOE değişkenleri ve analiz sonuçları.....	66
Çizelge 4.2. DP 600 B-Sütunu için en küçük kareler regresyon yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı.....	66
Çizelge 4.3. DP 600 B-Sütunu için en küçük kareler regresyon yöntemi sonuçları: B- Sütunu toplam kütlesi.....	67
Çizelge 4.4. DP 600 B-Sütunu için hareketli en küçük kareler yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı.....	67
Çizelge 4.5. DP 600 B-Sütunu için hareketli en küçük kareler yöntemi sonuçları: B- Sütunu toplam kütlesi.....	68
Çizelge 4.6. DP 600 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı	68
Çizelge 4.7. DP 600 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi	69
Çizelge 4.8. DP 600 B-Sütunu için Radyal Bazlı Fonksiyon yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı.....	69
Çizelge 4.9. DP 600 B-Sütunu için Radyal Bazlı Fonksiyon yöntemi sonuçları: B- Sütunu toplam kütlesi.....	70
Çizelge 4.10. DP 600 B-Sütunu için ARSM iterasyonları ve elde edilen değerler	70
Çizelge 4.11. DP 600 B-Sütunu için GRSM iterasyonları ve elde edilen değerler	71
Çizelge 4.12. DP 600 B-Sütunu için SQP iterasyonları ve optimum nokta.....	72
Çizelge 4.13. DP 600 B-Sütunu için MFD yöntemi iterasyonları ve optimum nokta	72
Çizelge 4.14. DP 600 B-Sütunu için Genetik algoritma iterasyonları ve optimum nokta	73
Çizelge 4.15. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için DOE analiz sonuçları.....	77
Çizelge 4.16. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için LSR yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi.....	77
Çizelge 4.17. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için LSR yöntemi sonuçları: Absorbe edilen enerji.....	78
Çizelge 4.18. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için LSR yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı	78
Çizelge 4.19. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için MLSM yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi.....	79
Çizelge 4.20. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için MLSM yöntemi sonuçları: Absorbe edilen enerji.....	79
Çizelge 4.21. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için MLSM yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı	79
Çizelge 4.22. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: B- Sütunu toplam kütlesi.....	80
Çizelge 4.23. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: Absorbe edilen enerji	80
Çizelge 4.24. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı.....	81

Çizelge 4.25. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için RBF yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi.....	81
Çizelge 4.26. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için RBF yöntemi sonuçları: Absorbe edilen enerji.....	82
Çizelge 4.27. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için RBF yöntemi çözüm sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı.....	82
Çizelge 4.28. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için ARSM iterasyonları ve optimum nokta	83
Çizelge 4.29. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için GRSM iterasyonları ve tasarım değerleri.....	84
Çizelge 4.30. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için SQP iterasyonları ve optimum nokta ..	85
Çizelge 4.31. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için MFD iterasyonları ve optimum nokta ..	85
Çizelge 4.32. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için GA iterasyonları ve optimum nokta ...	86
Çizelge 4.33. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için farklı optimizasyon yöntemleri ile elde edilen optimum tasarımlar.....	86



1. GİRİŞ

Taşıt elemanları tasarımında özellikle de çarpışma alanında uygulanan fiziksel testler uzun zaman almakta ve son derece maliyetli olmaktadır. Bu süreyi kısaltmak için sanal ortamda çalışmalar yapılmaktadır. Ancak çarpışma probleminin karmaşık doğasından dolayı simülasyon çalışmaları da uzun zaman almakta ve süreyi kısaltmak için birtakım yeni yaklaşımların uygulanmasına gereksinim olmaktadır. Model oluşturulması, eleman seçimi ve özelliklerinin sonlu elemanlar yazılımına girilmesi, malzeme kartlarının tanımlanması, sınır şartlarının verilmesi, temas tanımlamaları ve çözüm aşaması çok zaman almaktadır. Dolayısıyla tez çalışmasında çok amaçlı kriterleri sağlayan hızlandırılmış bir tasarım yaklaşımı geliştirilerek zaman ve maliyetten tasarruf edilmesi sağlanmıştır. Bu kapsamda yan darbelerde kritik bir güvenlik elemanı olan yan kapı direği (B-Sütunu, B-Pillar) için yeni bir tasarım yaklaşımı geliştirilmiştir. Klasik yaklaşımlarda tasarlanan araç elemanının çarpışma sırasındaki deformasyon davranışını belirlemek için araç testleri yapılmaktadır. Bu tezde ise tasarımı hızlandırmak ve fiziksel test maliyetlerini düşürmek için araç çarpışma testleri yerine düşen ağırlık darbe testi (drop tower test) ile B-Sütunu malzeme karakteristikleri belirlenmiş ve aynı test bir sonlu elemanlar yazılımında tekrarlanarak sonuçların doğrulaması yapılmıştır.

Daha sonra Euro NCAP (European New Car Assessment Programme) yan darbe test simülasyonu için seçilen bir aracın sonlu elemanlar (Finite Element-FE) modeli kurulmuş, düşen ağırlık darbe testinden elde edilen sonuçlardan yararlanarak malzeme özellikleri tanımlanmış ve yan çarpışma analizi gerçekleştirilmiştir. B-Sütunu analizden elde edilen sonuçlara ve sürücü ile yolcuların araç içindeki konumlarına bağlı olarak 2 ayrı kısma ayrılmış ve bu bölgelerdeki et kalınlıkları tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. Bu aşamada hem TWB (Tailor-Welded Blank) hem de TRB (Tailor-Rolled Blank) yapılı B-Sütunu için çarpışma simülasyonları yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Daha sonra tek malzemedен oluşan TRB yapılı B-Sütunu için tek amaçlı optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bunun için öncelikle deney tasarımı yöntemi (Design of Experiment-DOE) ile TRB yapılı B-Sütunun sac kalınlıklarının belirlenen alt ve üst limitleri arasında belli sayıda analiz yapılarak farklı metotlarla tasarım fonksiyonları oluşturulmuştur. Daha sonra DOE sonuçlarını en iyi yakalayan tasarım

fonksiyonları kullanılarak farklı yöntemlerle optimizasyon çalışmaları yapılmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Sonraki aşamada iki kısımdan oluşan B-Sütuna farklı malzemeler atanarak tek ve çok amaçlı optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Optimizasyon öncesinde referans aracın Euro NCAP yan darbe simülasyonu yapılmıştır. Daha sonra bu tezin amaçlarından biri olan tasarımı hızlandırmak için referans aracın Euro NCAP yan darbe modeli sadeleştirilerek yeniden çözülmüş ve sonuçlar referans araç modeli çözüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonuçların uyumlu olduğu görüldükten sonra deney tasarımı yöntemi ile TWB yapılı B-Sütunun sac kalınlıklarının alt ve üst limitleri arasında belli sayıda analiz yapılarak farklı yöntemlerle tasarım fonksiyonları oluşturulmuştur. Analizlerde B-Sütunu için kopma (failure) kriteri tanımlanmıştır. Son olarak DOE sonuçlarını en iyi şekilde yakalayan tasarım fonksiyonları ile tek ve çok amaçlı optimizasyon problemleri kurulmuş, farklı yöntemlerle çözülmüş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Günümüzün en yaygın ulaşım aracı olan otomobiller arasında çeşitli sebeplerle kazalar meydana gelmektedir. 2015 verilerine göre Türkiye'deki ölümlü ve yaralanmalı trafik kazalarının birinci sebebi yandan çarpma veya çarpışmalardır (Anonim 2016). Bu sebeple bu kazaların önlenmesi ve kazadan kaçınılamaması durumunda da zararın minimize edilmesi büyük önem arz etmektedir. Yandan çarpışma kazalarında önden çarpışma kazalarına oranla, çarpışma sırasında ortaya çıkan yüksek enerjiyi absorbe edebilmek için araç içinde çok daha az alan mevcuttur. Bu sebeple sürücü ve yolcuların baş ve göğüs kısımlarında ciddi ve ölümcül yaralanmalar sıklıkla ortaya çıkmaktadır (Öztürk ve Öztürk 2016).

Her geçen gün araç güvenliği alanındaki regülasyonlar sıkılaştırılmakta ve araç üretim maliyetleri, yakıt tüketimleri ve emisyon değerleri bakımından araç üreticisi firmalar arasında ciddi oranda bir rekabet mevcuttur. Bu sebeple sürücü ve yolcuların güvenliğinin sağlanması yanında araç ağırlığının azaltılması da hem otomobil üreticisi firmalar arasında bir rekabet unsuru olarak hem de yasal bir zorunluluk olarak karşımıza çıkmaktadır (Öztürk ve Öztürk 2016). İstatistikler araç ağırlığında %10 düşüş sağlandığında yakıt tüketiminden %6-8 oranında tasarruf sağlandığını göstermektedir

(Yang ve ark. 2012). Tasarımcılar aracın çeşitli parçaları üzerinde minimum zamanda minimum ağırlıkta ve maksimum güvenlik amacı doğrultusunda tasarım ve malzeme iyileştirmeleri ile optimizasyon çalışmaları yapmaktadır. Bu çalışmalar çeşitli yazılımlar aracılığıyla bilgisayar ortamında simüle edilmekte ve simülasyon sonuçları fiziksel testlerle doğrulanmaktadır (Öztürk ve Öztürk 2016).

Araç tasarımı alanında kazaların önlenmesi ve kaza meydana geldiğinde oluşacak can ve mal kayıplarının azaltılması amacıyla sürekli olarak yeni güvenlik önlemleri geliştirilmektedir. Bu güvenlik önlemleri genel olarak aktif ve pasif güvenlik önlemleri olarak ikiye ayrılmaktadır. Aktif güvenlik, kaza meydana gelmeden sürücünün kazadan kaçınması amacıyla taşıtın kontrol ve frenleme yeteneklerini artıracak şekilde bilgilendirme sistemleri ve kaza ihtimalini sezip aracı bu durumdan çıkaracak şekilde devreye giren kontrol algoritmalarını içermektedir. Pasif güvenlik ise kaza meydana geldiğinde, kazanın olumsuz etkilerini mümkün olduğunca azaltmak amacıyla araç üzerindeki yapısal iyileştirmeler ve malzeme değişikliği gibi tasarım önlemleridir (Öztürk ve Kaya 2008).

Bu tez kapsamında yandan çarpışmalarda darbeye maruz kalan en önemli pasif güvenlik elemanlarından biri olan B-Sütunun çarpışma analizi ve çok amaçlı kriterleri sağlayan hızlandırılmış tasarım yaklaşımı ile optimizasyonu incelenmiştir. Kaza sırasında B-Sütunlarının çarpışma kuvvetlerini aracın yan gövdesine iletmeleri, B-Sütunu çökme hızının minimum olması ve minimum çökmede maksimum enerjiyi absorbe etmeleri istenir. Bu da ancak yüksek mukavemetli ve deforme olabilir malzemelerin kullanılması ile ya da yapısal iyileştirmeler ile mümkündür. Daha rijit bir araç gövdesi yandan çarpışmada çökme hızını düşürür, bu da yolculara gelen kuvvetleri düşürebilir (Múnera ve ark. 2006). B-Sütunu deformasyon miktarı ve hızı yolcunun yaralanma seviyesiyle direkt olarak ilişkilidir (Cao ve Yao 2016). B-Sütunu çökme hızı yan çarpışma test mankenlerinde hasar kriteri olarak kullanılan Viskoz Kriteri ile doğrudan ilişkilidir (Malkusson ve Karlsson 1998). Bahsi geçen çalışmalarda belirtilen sebeplerden ötürü bu tez çalışmasında tek amaçlı optimizasyon aşamasında B-Sütunu kütleini düşürmek amaçlanmış ve kısıtlar olarak da B-Sütunu çökme hızı ve absorbe ettiği enerji seçilmiştir. Çok amaçlı optimizasyon aşamasında ise B-Sütunu kütleini düşürürken

absorbe ettiği enerjiyi artırmak amaçlanmış ve kısıt olarak da B-Sütunu ökme hızı seçilmiştir. Bu konu ile ilgili diğer çalışmalar 2. kısımda verilmiştir.

Bu tez kapsamında daha önce benzer konularda yapılan çalışmalardan farklı olarak şu özgün çalışmalar yapılmıştır: Tasarım sürecini hızlandırmak ve fiziksel test maliyetlerini düşürmek için araç çarpışma testleri yerine düşen ağırlık darbe testleri yapılmış ve bu testler aynı şartlarda bilgisayar ortamında simüle edilerek doğrulanmıştır. Hem TWB hem de TRB yapılı B-Sütunu incelenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yani ayrıık çalışmalar değil de birkaç farklı yaklaşım bir araya getirilerek değerlendirmeler yapılmıştır. TWB yapılı B-Sütunu iki farklı malzeme bir araya getirilerek tasarlanmış; bu yapı için tek ve çok amaçlı optimizasyon çalışmaları yapılmıştır.

Tez çalışmasında ilk olarak benzer konularda yapılan çalışmalardan farklı olarak tasarımı hızlandırmak ve fiziksel test maliyetlerini düşürmek amacıyla B-Sütunu malzeme karakteristiklerini belirlemede düşen ağırlık darbe testi kullanılmıştır. Test aynı koşullarda non-lineer sonlu eleman yazılımı HyperCrash'de simüle edilerek simülasyon sonuçlarının test sonuçları ile uyumlu olduğu görölmüştür. Sonraki aşamada seçilen bir aracın Euro NCAP yan darbe testi sonlu elemanlar yöntemiyle simüle edilmiştir. Bu amaçla yan darbe testi sonlu elemanlar modeli HyperCrash yazılımında kurulmuş ve B-Sütunu malzeme karakteristikleri düşen ağırlık darbe testi sonuçlarına uygun olarak programa girilmiştir. Daha sonra kurulan model Radioss explicit çözücüsü ile özölmüştür. B-Sütunu özömden elde edilen sonuçlara ve sürücü ile yolcuların araç içindeki pozisyonlarına bağlı olarak 2 ayrı bölgeye ayrılarak bu bölgelerdeki et kalınlıkları tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. Hem TWB hem de TRB yapılı B-Sütunu için çarpışma simülasyonları yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır.

İlk optimizasyon çalışması olarak tek malzemedен oluşan B-Sütunun tek amaçlı optimizasyonu yapılmıştır. Bunun için HyperStudy yazılımında deney tasarımı yöntemi ile et kalınlıklarının alt ve üst limitleri arasında tam faktöriyel metoduna göre belli sayıda çözüm yapılmıştır. Yine özücü olarak Radioss explicit kullanılmıştır. Deney tasarımı çözüm sonuçları kullanılarak sonuçları en iyi temsil edecek yüzey uydurma

yöntemleri araştırılmış ve sırasıyla en küçük kareler regresyon (Least Squares Regression-LSR), hareketli en küçük kareler (Moving Least Squares Method-MLSM), HyperKriging (HK) ve radyal bazlı fonksiyon (Radial Basis Function-RBF) yöntemleri uygulanmıştır. Yöntemlerden DOE sonuçlarını %100 doğrulukla yakalayan RBF yöntemi optimizasyon aşaması için seçilmiştir. B-Sütunu çökme hızının yan çarpışma test mankenlerinde hasar kriteri olarak kullanılan Viskoz Kriteri ile doğrudan ilişkili olduğu Malkusson ve Karlsson (1998) tarafından yayınlanan çalışmada belirtilmiştir. Bahsi geçen çalışmada araç yan yapının hareketine bağlı olarak çökme hız karakteristikleri belirlenerek bu karakteristiklerin anlamlı tasarım parametrelerine çevrilmesi için bir sonlu elemanlar simülasyon metodu geliştirilmiştir, geliştirilen yöntemin pratik uygulaması verilmiş ve elde edilen sonuçlar açıklanmıştır. Optimizasyon aşamasına geçildiğinde B-Sütunu ağırlığı ve maksimum çökme hızı için RBF yöntemi kullanılarak tasarım fonksiyonları oluşturulmuştur. Oluşturulan tasarım fonksiyonları ile B-Sütunu ağırlık minimizasyonu amacı doğrultusunda ve kısıt olarak maksimum çökme hızı için tek amaçlı boyut optimizasyonu problemi tanımlanmış ve sırasıyla adaptif yanıt yüzey yöntemi (Adaptive Response Surface Method-ARSM), global yanıt yüzey yöntemi (Global Response Surface Method-GRSM), sıralı karesel programlama (Sequential Quadratic Programming-SQP), uygun yönler yöntemi (Method of Feasible Directions-MFD) ve genetik algoritma (Genetic Algorithm-GA) yöntemleri ile çözümlenerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. En iyi sonuçları veren SQP ve GA yöntemleriyle bulunan optimum noktalar için araç sonlu elemanlar çarpışma analizi yapılarak optimum tasarımın doğrulaması gerçekleştirilmiştir.

Daha sonra çalışmanın amaçlarından biri olan tasarımı hızlandırmak için referans aracın yan darbe modeli sadeleştirilerek yeniden çözülmüş ve sonuçlar referans araç modeli çözüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonuçların birbirine yakın olduğu görüldükten sonra sadeleştirilmiş aracın sonlu elemanlar modeli ile iki bölgeden oluşan B-Sütuna farklı malzemeler atanarak tek ve çok amaçlı optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Analizlerde B-Sütunu için kopma kriteri tanımlanmıştır. Yukarıda tek malzemeli B-Sütunu optimizasyonu için uygulanan işlem adımları TWB yapılı B-Sütuna uygulanarak optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. DOE yöntemi ile analizlerden elde edilen sonuçlardan yararlanarak LSR, MLSM, HK, RBF metotları ile yanıt yüzeyleri

oluşturulmuş ve en iyi sonucu veren RBF yöntemi ile tasarım fonksiyonları oluşturulmuştur. Daha sonra tek amaçlı optimizasyon problemi minimum ağırlık amacı doğrultusunda kısıtlar olarak absorbe edilen enerji ve maksimum ortalama çökme hızı alınarak kurulmuştur. Optimizasyon problemi sırasıyla ARSM, GRSM, SQP, MFD ve GA yöntemleriyle çözülerek elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve en iyi sonucu veren optimizasyon yöntemi ile sonlu elemanlar analiziyle tasarım doğrulaması yapılmıştır. Son olarak minimum ağırlık ve maksimum absorbe edilen enerji amaçları doğrultusunda kısıt olarak maksimum ortalama çökme hızı alınarak çok amaçlı optimizasyon problemi kurulmuş ve çok amaçlı genetik algoritma yöntemi ile çözülmüştür. Böylelikle pareto sınır eğrisi elde edilmiştir.

Sonuçta bu tez çalışmasında önerilen yaklaşımın uygulanması ile tek malzemeli-tek amaçlı optimizasyon çalışması ile B-Sütunu ağırlığı %17,6 oranında azaltılarak minimum ağırlığa sahip ve istenilen kısıtı karşılayacak şekilde optimum et kalınlıkları bulunmuştur. Benzer şekilde iki malzemeli-tek amaçlı optimizasyon çalışması ile minimum ağırlığa sahip ve istenilen kısıtları sağlayacak şekilde optimum sac kalınlıkları bulunarak ağırlıktan %20 oranında tasarruf edilmiştir. Son optimizasyon çalışması olan iki malzemeli-çok amaçlı optimizasyon ile pareto sınır eğrisi bulunarak tasarımcıya geniş bir çalışma alanı bırakılmıştır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Çarpışma ile ilgili literatürde çok sayıda çalışma yer almaktadır. Bu çalışmalar genelde önden ve yandan çarpışmalarla ilgili araç güvenliğini artırıcı ve aynı zamanda araç ağırlığını azaltıcı çalışmalardır. Bu kısımda yandan çarpışma ve araç B-Sütunu tasarımı çalışmasının hedefleri içinde yer alan B-Sütunu ağırlık optimizasyonu amacına yönelik olarak literatürde yer alan malzeme, simülasyon ve optimizasyon konularının ele alındığı bu tez çalışması ile ilgili yayınlar incelenmiştir. Bu bölümde tez konusu ile ilgili olan çalışmalardan bazıları verilmiştir.

Yan çarpışma kazalarında yolcuların güvenliğini artırmak için yaralanma mekanizmalarını anlamak ve bunları anlamlı tasarım parametrelerine çevirmek hayati öneme sahiptir. Malkusson ve Karlsson (1998) yaptıkları çalışmada B-Sütunu çökme hızının yan çarpışma test mankenlerinde hasar kriteri olarak kullanılan Viskoz Kriteri ile doğrudan ilişkili olduğunu göstermiştir. Bunun için öncelikle ECE R95 (Avrupa yan çarpışma test regülasyonu) ve FMVSS (Federal Motorlu Araçlar Güvenlik Standardı) 214 testleri için araç yan yapının hareketine bağlı olarak çökme hız karakteristikleri belirlenmiştir. Daha sonra belirlenen karakteristiklerin anlamlı tasarım parametrelerine çevrilmesi için bir sonlu elemanlar simülasyon metodu geliştirilmiştir. Son olarak geliştirilen yöntemin pratikte uygulanması gösterilmiş ve sonuçlar açıklanmıştır.

Otomobillerde ağırlığı düşürmek için en fazla kullanılan yöntemler daha hafif fakat daha mukavim malzemeler kullanmak ve araç yapısal elemanlarının optimizasyonudur. Profil çekme ile üretilmiş çok yüksek mukavemetli çelikler (Ultra High Strength Steel-UHSS) üzerine yapılan bir çalışmada bilgisayar destekli mühendislik (Computer Aided Engineering-CAE) maliyet ve zamanını düşürmek için yeni bir araç yan yapı konsepti geliştirilmiş ve Otoyol Güvenliği Sigorta Enstitüsü (Insurance Institute for Highway Safety-IIHS) yan çarpışma test kriterine uygun olarak sonlu eleman analizleri yapılmıştır. İlk olarak B-Sütunu ve seçilen diğer araç yan gövde elemanları için farklı kesitler için analizler yapılmış ve en iyi sonucu veren kesitler seçilerek araç yan gövde sonlu eleman modeline monte edilmiştir. CAE modeline IIHS yan çarpışma test prosedürü uygulanarak seçilen kesitlerin geleneksel presle basılmış parçalara nazaran

önemli ölçüde ağırlık düşüşü sağladığı görülmüştür. IIHS yan çarpışma testinde kullanılan deforme olabilir bu çalışmada bariyer analiz maliyetini düşürmek için rijit bariyer olarak tanımlanmıştır. Her parçanın prototipi üretilerek çökme testi uygulanmış, FE sonuçları ile karşılaştırılmış ve analiz sonuçları ile test sonuçlarının uyumlu olduğu görülmüştür (Watanabe ve ark. 2006).

Yapısal optimizasyonda optimum çözümü bulmak için amaç ve kısıt fonksiyonlarının gradyanları kullanılarak araştırma doğrultusu belirlenir. Ancak araç çarpışmaları gibi dinamik problemlerde yanıtlar çok değişkendir ve bu durum gradyanların bulunmasını çok zor ve maliyetli yapar. Bu sebepten dolayı araç tasarımlarında yanıt yüzey yöntemi (Response Surface Method-RSM) ve meta sezgisel optimizasyon teknikleri tercih edilmektedir. Bu konuda yapılan bir çalışmada kapı iç paneli ve B-Sütunun elastisite modülü ve et kalınlıkları tasarım değişkeni olarak tanımlanarak hesaplama maliyetlerini düşürmek için yanıt yüzeyi yöntemi kullanılmak suretiyle bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bu çalışmada araç yan çarpışma modeli simüle edilerek test sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu görüldükten sonra araç modeli basitleştirilerek yeniden analizi yapılmıştır. Basitleştirilmiş araç modeli simülasyon sonuçlarının test sonuçlarına benzerlik gösterdiği anlaşıldıktan sonra ECE R95 test regülasyonu gereksinimlerini karşılamayan kaburga çökme kriteri (Rib Deflection Criterion-RDC) için yanıt yüzey yöntemiyle optimizasyon çalışması yapılmıştır (Zhang ve ark. 2010).

B-Sütunu optimizasyonu üzerine yapılan çalışmalar yaygın olmasına karşın B-Sütununun farklı kısımlara bölünerek her kısma farklı kalınlığın atandığı ve bu kısımların kaynakla birleştirildiği TWB yapılar konusunda yapılan optimizasyon çalışmaları oldukça kısıtlı kalmıştır. Bu konuda yapılan bir çalışmada bor çeliğinden üretilmiş B-Sütunu ile araç sonlu elemanlar modeli analiz edilmiş ve ardından çözüm süresini kısaltmak için B-Sütunu yalnız bırakılarak komple araç modelinden elde edilen sınır şartları B-Sütununa uygulanmıştır. İki sonuç karşılaştırılarak sonuçların benzerlik gösterdiği görüldükten sonra B-Sütunu kısımlara ayrılarak bu kısımların et kalınlıkları ve yükseklikleri tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. Son olarak B-Sütunu üzerindeki hızlar kısıt olarak alınarak minimum ağırlık amacı doğrultusunda doğrusal

ve 2. dereceden yanıt yüzey fonksiyonları kullanılarak optimizasyon çalışmaları yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır (Marklund ve Nilsson 2001). B-Sütunu için farklı malzemeler denenerek çarpışma performanslarını karşılaştırmayı amaçlayan bir çalışma yapılmış ve ECE R95 test prosedürüne uygun olarak simülasyonlar yapılmıştır. Sırasıyla üniform kalınlıklı HSLA 360, TWB yapılı HSLA 360, üniform kalınlıklı çift fazlı çelik DP 590, TWB yapılı DP 590, üniform kalınlıklı Usibor 1500-P ve TWB yapılı Usibor 1500-P malzemeleri için çarpışma analizleri yapılmış ve sonuçlar B-sütunu kütlesi, çökme miktarı ve hızı için karşılaştırılmıştır (Múnera ve ark. 2006). Bu konu üzerine yapılan başka bir çalışmada seçilen bir aracın tavan ezilmesi ve yan çarpışma sonlu elemanlar simülasyonları yapılmış ve yan çarpışma simülasyonu fiziksel testle doğrulanmıştır. Daha sonra B-Sütunu yan çarpışma ve tavan ezilmesindeki fonksiyonu göz önüne alınarak üç kısma ayrılmış ve bu kısımlardaki et kalınlıkları tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. Yanıt fonksiyonları olarak B-Sütunu çökme hızı, test mankeni için HIC, tavan dayanım kuvveti (roof resistance force), Viskoz Kriteri ve RDC seçilmiştir. Belirlenen et kalınlığı aralığı için Latin Hiperküp örnekleme (Latin Hypercube sampling) tekniği ile deney tasarımı yöntemi uygulanmış ve support vector regression ile DOE sonuçları için eğriler uydurulmuştur. Optimizasyon için SQP yöntemi kullanılmış ve bulunan optimum nokta sonlu eleman analiz sonuçları ile doğrulanmıştır. Böylelikle B-Sütunu ağırlığında %27,64 tasarruf sağlanmıştır (Pan ve ark. 2010). Yapılan başka bir çalışmada kapı iç paneli ve B-Sütununu içeren çok komponentli TWB yapının çok amaçlı optimizasyonu amaçlanmıştır. Bahsi geçen çalışmada TWB yapısal sistemin sonlu elemanlar modeli yan çarpışma koşullarına uygun olarak kurulmuş ve yapının ağırlık, B-Sütunu çökme miktarı ile çökme hızı amaç fonksiyonu olarak, farklı kısımlardaki et kalınlıkları ve B-Sütunu kaynak yüksekliği ise tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. B-Sütunu orta kısmındaki çökme miktarı ve hızı ile üst kısmındaki çökme miktarı için farklı meta sezgisel yöntemlerle yanıt fonksiyonları elde edilmiş ve bu yöntemler arasında tasarım noktalarını en iyi şekilde yakalayan RBF yöntemi tasarım fonksiyonları için seçilmiştir. Optimizasyon sonucunda pareto-optimum noktalar bulunmuş ve yandan çarpışmalarda TWB yapıların klasik sabit et kalınlığına sahip yapılara nazaran performans artışları sağladığı görülmüştür (Xu ve ark. 2013). Kumar ve Deb (2014) tarafından bildirildiğine göre; bir kazada yolcuda

yaralanma meydana gelmeden aracın ön kısmının yan kısmına oranla beş kata kadar daha fazla enerji absorbe edebildiğini Cesari ve Bloch (1984) göstermiştir.

TRB adı verilen haddelme yöntemi ile sac parçaların üretilmesi ve bu saclardan B-Sütunlarının imal edilmesi nispeten yeni bir uygulama alanıdır. TRB yapıların TWB yapılara göre bazı üstünlükleri bulunmaktadır: kalınlığın sınırsız sayıda değiştirilebilmesi, daha yüksek mukavemetli malzemeler kullanılarak ağırlığın düşürülebilmesi ve kaynaktan kaynaklanan artık gerilmelerin meydana gelmemesi. Bu konuda yapılmış az sayıda çalışmadan birinde yandan çarpışma ve tavan ezilmesi için bir araç sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve analiz sonuçları test sonuçlarıyla karşılaştırılarak doğrulaması sağlanmıştır. Daha sonra B-Sütunu kalınlığı tasarım değişkeni olarak alınmış, B-Sütunu çökme miktarı, çökme hızı ve tavan ezilme direnç kuvvetleri sınır şartı olarak tanımlanarak minimum B-Sütunu ağırlığı amacı doğrultusunda optimizasyon yapılmıştır. Bunun için öncelikle DOE yöntemi ile seçilen noktalar için analizler yapılarak Kriging yaklaşımı ile bu noktalardan geçen fonksiyonlar oluşturulmuştur. Seçilen örnek noktalar için FE analizleri yapılarak Kriging fonksiyonunun örnekleme noktalarını büyük ölçüde yakaladığı görülmüştür. Daha sonra genetik algoritma yöntemi ile optimizasyon yapılarak B-Sütunu ağırlığında avantaj sağlanmıştır. Optimizasyondan elde edilen sonuçlar FE analizleri ile doğrulanmıştır (Yang ve ark. 2012).

Geleneksel deterministik optimizasyon yöntemleri çarpışma regülasyonlarındaki gereksinimleri karşılamayı amaçlayacak şekilde çalışır ve gerçek hayattaki kazalardaki çarpışma hız ve açılarındaki gelişigüzel durumu dikkate almazlar. Bu durum çoğunlukla optimizasyon sonuçlarının sınır şartlarında yakınsamasına neden olur. Bu olumsuzluğu bertaraf etmek için güvenilirlik tabanlı optimizasyon yöntemleri önerilmiştir. Bu konu üzerine yapılan bir çalışmada C-NCAP (China-New Car Assessment Program) ve US-NCAP (The United States New Car Assessment Program) yan çarpışma test regülasyonlarının performans gereksinimleri referans alınarak B-Sütunu için güvenilirlik tabanlı bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Çalışmada gerçek hayattaki kazalara uygun olarak gelişigüzel çarpışma hızı ve açıları dikkate alınmıştır. Araç yan çarpışma performansında önemli bir etkiye sahip olan B-Sütunu et kalınlığı ve

malzemesi tasarım değişkeni olarak tanımlanmış; sırasıyla deney tasarımı, yanıt yüzey yöntemi ve güvenilirlik tabanlı optimizasyon algoritması kullanılarak minimum ağırlıklı B-Sütunu tasarlanmıştır (Cao ve Yao 2016).

Yukarıda anlatılan çalışmaları özetlersek; araç ağırlığını azaltmak adına yapılan çalışmalar daha hafif fakat daha mukavemetli malzemeler kullanmak ve araç yapısal elemanlarının optimizasyonu üzerine odaklanmaktadır. Araç çarpışmaları karmaşık dinamik problemler olduğu için araç tasarımlarında RSM ve meta sezgisel optimizasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Genel olarak bu yöntemlerde optimizasyonu yapılacak araç elemanının tasarım değişkeni için bir tasarım uzayı belirlenerek sonlu elemanlar yöntemi ile belli sayıda analizler yapılır ve analiz sonuçlarından elde edilen yanıtları temsil edecek fonksiyonlar belirlenir. Daha sonra bu fonksiyonlardan yararlanarak amaç ve kısıt fonksiyonları oluşturulur ve uygun bir optimizasyon yöntemi ile çözülür. Zhang ve ark. (2010) kapı iç paneli ve B-Sütunun elastisite modülü ve et kalınlıklarını tasarım değişkeni olarak tanımlayarak hesaplama maliyetlerini düşürmek için yanıt yüzey yöntemini kullanmak suretiyle optimum tasarım değişkeni değerlerini bulmuştur. Marklund ve Nilsson (2001) TWB yapılı B-sütunu üzerindeki hızları kısıt alarak minimum ağırlık amacı doğrultusunda bir optimizasyon çalışması yapmıştır. Pan ve ark. (2010) seçilen bir aracın yandan çarpışma ve tavan ezilmesi için sonlu elemanlar simülasyonlarını yaparak fiziksel testlerle doğrulamıştır. Daha sonra aynı araçta TWB yapılı B-Sütunu kullanarak çeşitli tekniklerle optimizasyon çalışmaları yapmıştır. Xu ve ark. (2013) kapı iç paneli ve B-Sütununu içeren TWB yapı için çok amaçlı bir optimizasyon algoritması kullanmıştır. Yang ve ark. (2012) TRB yapılı B-sütunu için yandan çarpışma ve tavan ezilmesi durumlarını dikkate alarak optimizasyon çalışmaları yapmıştır. Cao ve Yao (2016) geleneksel optimizasyon yöntemlerinin sınır şartlarında sonuçlar verebilmesi dezavantajına karşılık güvenilirlik bazlı optimizasyon adını verdikleri bir yöntem önermiş ve seçilen bir aracın B-Sütunu üzerinde bu yöntemi uygulamıştır.

Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde yandan çarpma ve B-Sütunu ile ilgili bazı konularda yeni çalışmaların yapılması gerektiği görülmektedir. Xu ve ark. (2013) tarafından yapılan çalışma çok komponentli TWB yapıların optimizasyonunun araçlarda

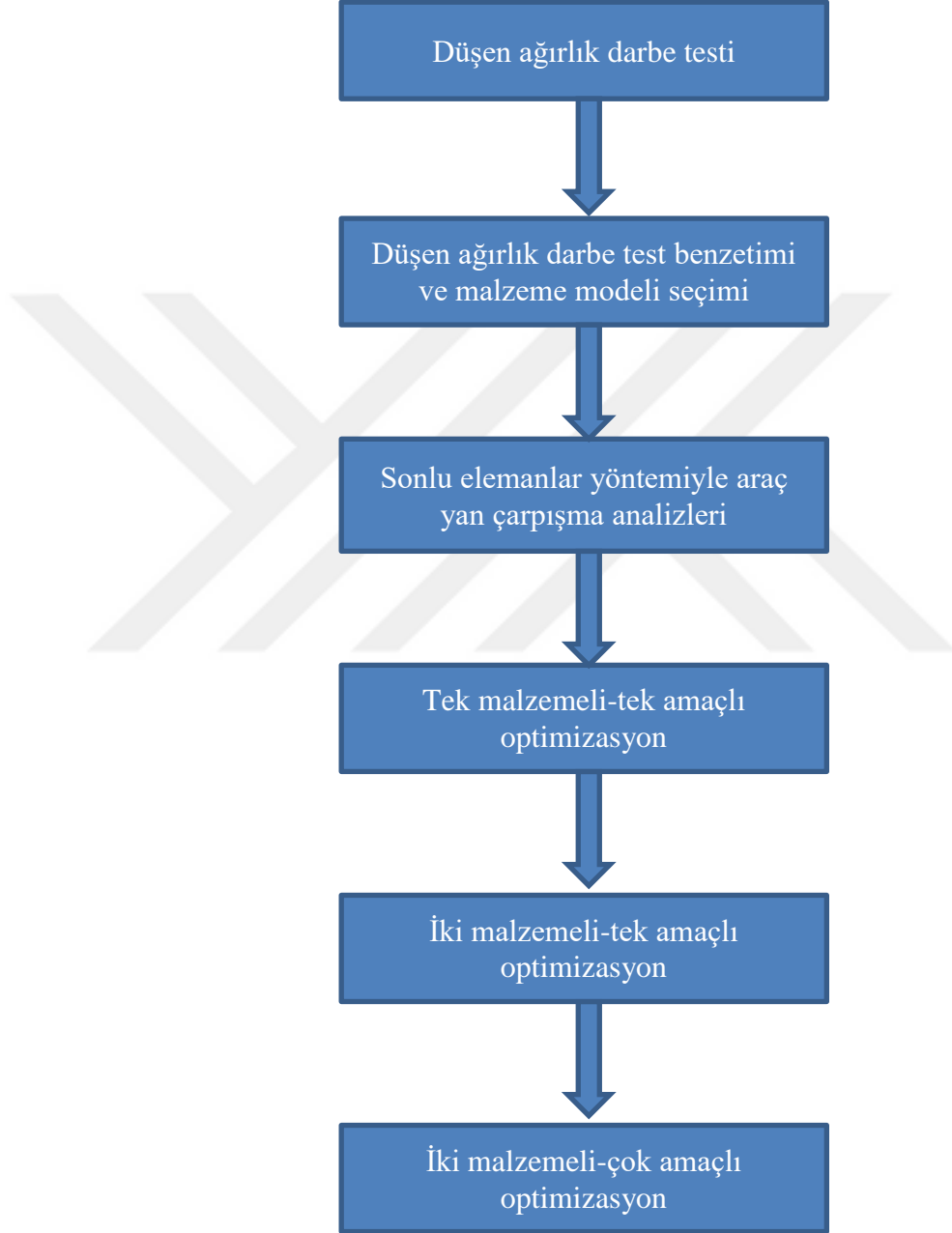
Çarpışma dayanımını artırma ve ağırlığı azaltma konusunda umut vadettiğini göstermiştir. Yang ve ark. (2012) TRB yapılı B-Sütunları üzerine yaptıkları araştırma ile kriging meta sezgisel yaklaşımının çarpışma problemlerinde yüksek doğrulukla kullanılabileceğini göstermiştir. Bahsi geçen çalışmada B-sütunu kalınlığı tasarım değişkeni olarak alınarak optimizasyon yapılmıştır. Daha iyi bir optimum nokta bulunabilmesi için çalışmanın belli sayıda tasarım parametresi ve konumu için genişletilebileceği belirtilmiştir.

Tüm bu çalışmalar dikkate alındığında optimizasyon çalışmalarında kopma kriterinin göz önüne alınması, malzeme karakteristiklerinin belirlenme sürecinin hızlandırılması, TWB ve TRB yapıların birlikte değerlendirilmesi ve iki farklı malzemedен tasarlanan B-Sütunu optimizasyonu ile ilgili yeni çalışmalara gereksinim olduğu görölmektedir.

Bu çalışmada literatüre katkı anlamında yandan çarpışmalarda B-Sütunu tasarımında tasarım sürecini hızlandırmak ve fiziksel test maliyetlerini azaltmak için farklı yapısal B-Sütunu tasarımları ve malzemeleri ele alınarak önerilen simölasyon ve optimizasyon yaklaşımı uygulanmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde tez kapsamında kullanılan yöntemler ve yapılan çalışmalar verilmiştir. Uygulanan yöntemler aşağıda akış diyagramı şeklinde verilmiştir.



Şekil 3.1. Uygulanan yöntemlerin akış diyagramı

Bu bölümde öncelikle araç fiziksel çarpışma testlerinden ve bu testlerin sonlu elemanlar yöntemiyle simülasyonundan bahsedilecektir. Daha sonra tasarımı hızlandırmak ve araç fiziksel çarpışma test maliyetlerini düşürmek amacıyla kullanılan düşen ağırlık darbe testi anlatılacak ve seçilen B-Sütunu malzemesi için testler yapılacaktır. Sonraki aşamada düşen ağırlık darbe testinin sonlu elemanlar yöntemi ile simüle edilmesi anlatılacak, malzeme kartı tanımlaması yapılacak ve analizler gerçekleştirilecektir. Bu aşamadan sonra seçilen bir aracın Euro NCAP araç yan darbe testi bilgisayar ortamında kurulacak ve sonlu elemanlar analizi yapılacaktır. Malzeme kartı tanımlamasında düşen ağırlık darbe testi sonuçlarından yararlanılacaktır. B-Sütunu yan darbe analizinden elde edilen sonuçlara ve sürücü ile yolcuların araç içindeki konumuna bağlı olarak iki bölgeye ayrılacaktır. Bu aşamada hem TWB hem de TRB yapılı B-Sütunu için çarpışma analizleri yapılarak sonuçlar karşılaştırılacaktır. İlk optimizasyon çalışması TRB yapı için tek malzeme ve tek amaç fonksiyonu ile yapılacaktır. Bu amaçla öncelikle DOE ve yanıt yüzey yöntemi anlatılacak, B-Sütunu için DOE yöntemi ile analizler yapılacak, daha sonra amaç ve kısıt fonksiyonlarını DOE sonuçlarına en yakın şekilde kurabilmek için farklı yanıt yüzey yöntemleri uygulanacaktır. Daha sonra en uygun yanıt yüzey yöntemi seçilerek, farklı optimizasyon metotları anlatılacak ve bu metotlarla tek amaçlı optimizasyon çalışması yapılacaktır. Sonraki aşamada tasarımı hızlandırmak için referans araç modeli sadeleştirilerek sonlu elemanlar analizleri yapılacak ve referans araç modeli sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır. Daha sonra TWB yapılı B-Sütunu için DOE çalışması yapılarak yine farklı yanıt yüzey yöntemleri ile tasarım fonksiyonları oluşturulacaktır. Son olarak DOE sonuçlarını yakalayan yanıt yüzey yöntemi ile tek ve çok amaçlı optimizasyon çalışmaları yapılacaktır.

3.1. Araç Çarpışma Test ve Simülasyonları

Araç çarpışma testleri gerçek hayatta karşılaşılabilecek kazaları basite indirgenmiş bir şekilde uygulayarak araçtaki yolcuların ve yayaların yaralanma risklerini değerlendirmek amacıyla yapılmaktadır. Bu testler fiziksel çarpışma testleri ve sonlu elemanlar yöntemiyle çarpışma analizleri olmak üzere iki şekilde yapılmaktadır.

3.1.1. Araçlarda fiziksel çarpışma testleri

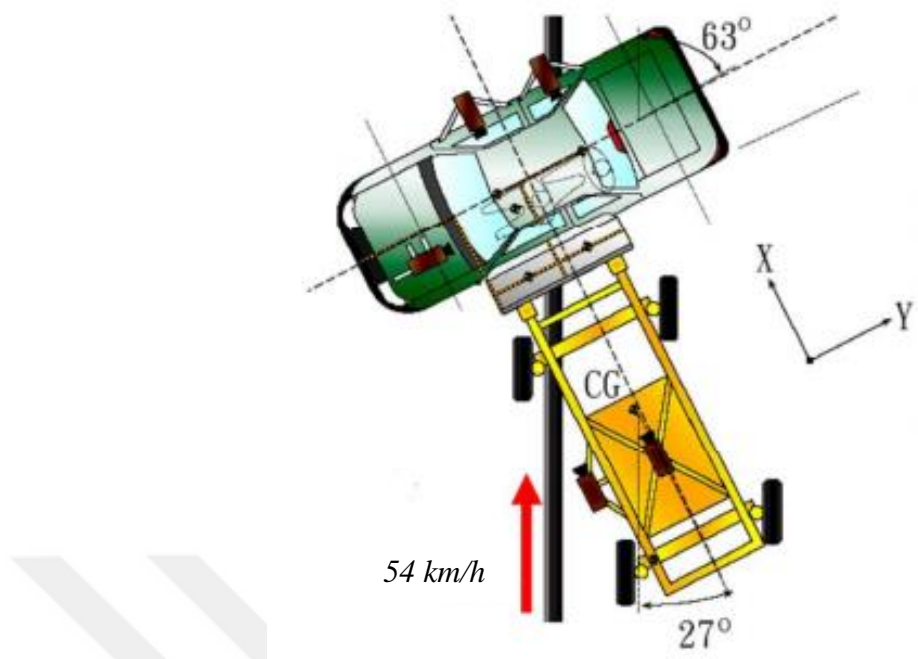
Bu kısımda tez kapsamında yer alan yan çarpışma testlerinden bahsedilecektir. Emniyet kemeri ve hava yastıkları gibi güvenlik donanımları yan çarpışma kazalarında yolcuların korunması manasında çok etkili olamamaktadır. Bu tip kazalarda yaralanma genellikle yolcunun araç yan gövdesine çarpmasıyla meydana gelmektedir (Yıldızhan ve ark. 2016). Bu sebeple B-Sütunu gibi rijit yapılar kazanın olası olumsuz etkilerini düşürmektedir.

Araç çarpışma test prosedürleri ülkelere göre farklılıklar göstermektedir. Yan çarpışma güvenlik regülasyonları ABD’de FMVSS 214, Kanada’ da CMVSS 214 (Canada Motor Vehicle Safety Standard) olarak adlandırılmakta ve Avrupa’da Euro NCAP tarafından belirlenmektedir. Burada FMVSS 214 ve tezde referans alınan Euro NCAP test standartlarından bahsedilecektir.

FMVSS 214 yan çarpışma regülasyonu:

FMVSS 214, yan çarpışma kazalarında yolcuların korunması konusundaki performans gereksinimlerini tanımlamaktadır. Bu fiziksel testte Şekil 3.2’de görüldüğü gibi duran araca deforme olabilir bir bariyer 54 km/h hızla tekerlekleri bariyerin boyuna eksenine 27°’lik bir açı yapacak şekilde çarpar. Bu test hareket halindeki iki aracın çarpışmasını simüle etmek amacıyla yapılır ve test mankeninin çarpışma sırasındaki baş, göğüs ve leğen kemiği (pelvis) bölgesinin yaralanma potansiyeli değerlendirilir (Teng ve ark. 2008).

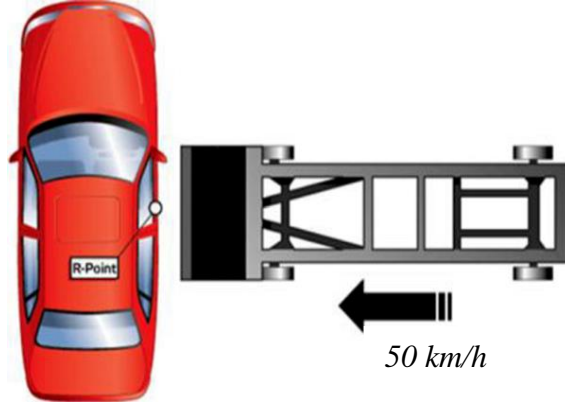
Bu test kapsamında erkek ve kadın test mankeni için ayrı değerlendirme kriterleri belirlenmiştir. Erkek test mankeni ile yapılan değerlendirmede HIC’nin 1000 değerinin ve göğüs bölgesindeki deformasyonun 44 mm’nin altında olması beklenir. Ayrıca karın bölgesine gelen kuvvetler toplamının 2500 N’un altında olması istenmektedir. Kadın test mankeni ile yapılan değerlendirmede HIC değerinin erkek test mankeninde olduğu gibi 1000’in altında olması ve bel omurgasına gelen ivmenin 82 g’yi geçmemesi beklenmektedir (<http://www.crashnetwork.com/Regulations/FMVSS/fmvss.html>, 2016).



Şekil 3.2. FMVSS 214 testi şematik gösterimi (Teng ve ark. 2008)

Euro NCAP yan darbe testi:

2015 yılı verilerine göre Türkiye'deki ölümlü ve ciddi yaralanmalı kazaların ilk sebebi yandan çarpma kazalarıdır (Anonim 2016). Euro NCAP yan darbe testinde, Şekil 3.3 ve 3.4'de görülen deforme olabilir bir bariyer bir yük arabası üzerine yerleştirilir ve 90° lik bir açıyla 50 km/h hızla sabit olan test aracına çarptırılır. Erkek yan darbe mankeni sürücü koltuğuna ve çocuk mankenler, arkada çocuk koltuklarına yerleştirilir. Test sonucuna bağlı olarak B-Sütunu, yan darbe donanımı, koltuk ve kapı panellerdeki enerji absorbe edici yapıların güçlendirilmesi gerekip gerekmediğine karar verilirken perde hava yastıklarının açılması kontrol edilmektedir (<http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/side-mobile-barrier/>, 2016). Ayrıca testte, baş ve göğüs gibi kritik vücut bölgelerine yeterli koruma sağlanıp sağlanmadığını değerlendirilmektedir. Değerlendirme kapsamında HIC değerinin 700 ve maksimum ivme değerinin 80 g'den az olması istenmektedir (Anonim 2015).



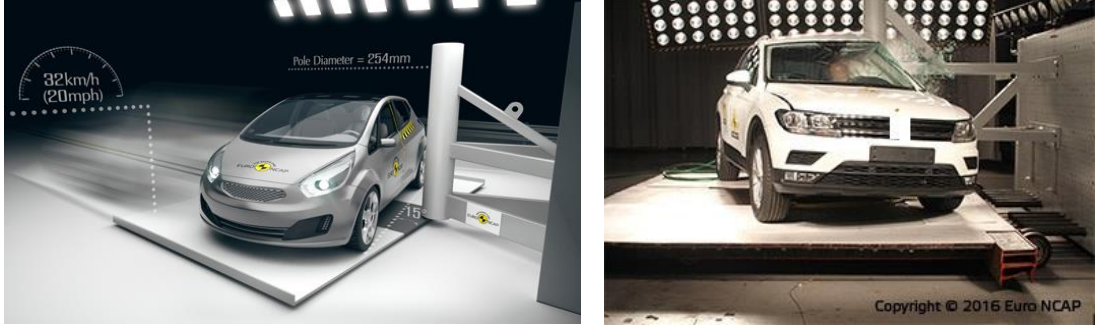
Şekil 3.3. Yan darbe testi şematik gösterimi (Yıldızhan ve ark. 2016)



Şekil 3.4. Yan darbe testi uygulanmış bir otomobil (<http://www.euroncap.com/en/results/volvo/s90/26099>, 2017)

Euro NCAP yandan dikme çarpma testi:

Bazı kazalar bir aracın ağaç veya direk gibi rijit bir nesneye çarpmasıyla meydana gelmektedir. Bu tip kazalarda en fazla zarar gören uzuv baştır. Bu testte ortalama bir erkek test mankeni sürücü koltuğuna yerleştirilerek araç 32 km/h hızla 15°lik bir açıyla 254 mm çapındaki rijit bir direğe çarptırılır (bkz. Şekil 3.5). Böylelikle aracın sürücü baş hizasındaki bölgesine ciddi boyutta kuvvet gelmesi sağlanmış olur. Bu yüksek kuvvet yüksek deformasyona sebep olur ve direk yolcu bölmesine kadar girer. Bu da ciddi kafa yaralanmasına yol açar. Bu testte öncelikle baş olmak üzere vücudun kritik bölgelerinin korunma durumu, perde ve koltuk/göğüs hava yastıklarının performansı değerlendirilir (<http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/side-pole/>, 2016).



Şekil 3.5. Yandan dikme çarpma testi (<http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/side-pole/>, 2016)

Euro NCAP yan darbe ve yandan dikme çarpma test sonuçlarının değerlendirilmesinde test mankeninin dört ayrı bölgesi incelenmektedir: Baş, göğüs, karın ve leğen kemiği. Baş kısmının değerlendirilmesinde HIC değerinin 700 ve maksimum ivme değerinin 80 g'den az olması istenir. Göğüs ve karın bölgelerinin değerlendirilmesinde bu bölgelere gelen baskılar ölçülerek belli bir değerin altında olması beklenmektedir. Leğen kemiği için ise bu bölgeye gelen kuvvet ölçülerek değerlendirme yapılmaktadır. Her bölge için ölçülen değerler puanlandırılır ve Şekil 3.6'da görüldüğü gibi test mankeni şematığı ile farklı renklerle gösterilir (Anonim 2015).

Yan darbe toplam puan: 14,5



Yan darbe

Yandan dikme çarpma

Şekil 3.6. Bir otomobilin yan darbe ve yandan dikme çarpma testi sonucunda farklı vücut bölgelerinin korunma değerlerinin farklı renklerle gösterimi (<http://www.euroncap.com/en/results/audi/a4/a5/25897>, 2017).

Renk skalasında yeşil iyi, sarı yeterli, turuncu sınırdaki, kahverengi zayıf ve kırmızı kötü korunma anlamına gelmektedir (<http://www.euroncap.com/en/results/audi/a4/a5/25897>, 2017). Dolayısıyla Şekil 3.6'daki araç için yan darbe testi sonucunda tüm vücut bölgeleri iyi korunurken, yandan dikme çarpma testinde ise baş, karın ve leğen bölgeleri iyi, fakat göğüs bölgesi sınırdaki korunmaktadır.

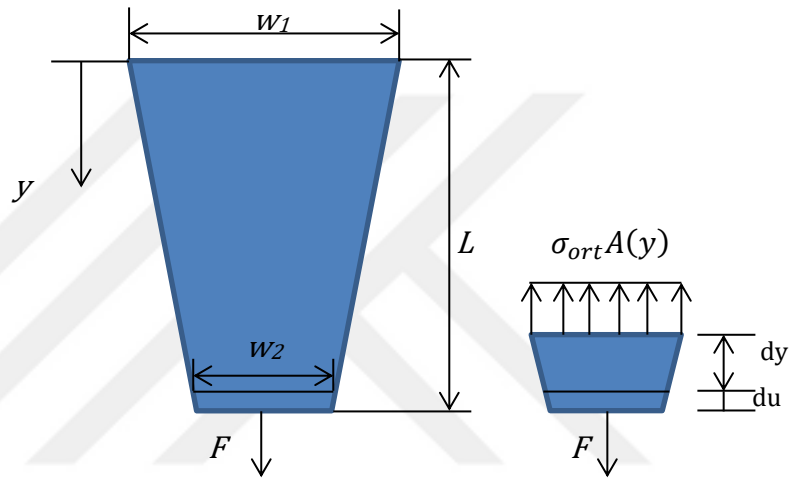
3.1.2. Sonlu elemanlar yöntemiyle araçlarda çarpışma simülasyonları

Analitik çözümler ele alınan problem içerisindeki herhangi bir noktanın gerçek davranışını temsil eder. Ancak çoğu mühendislik problemi karmaşık yapısından ve sınır şartlarının belirlenmesindeki zorluklardan dolayı analitik olarak çözülememektedir. Bu tarz durumlarda sayısal yöntemlere başvurulmaktadır. Sayısal yöntemler bir sistemin düğüm noktaları (node) denilen belirli noktalarındaki tam çözümleri yaklaşık olarak temsil eder. Bu yöntemde sistem belirli sayıdaki küçük alt bölgelere (eleman) ve düğüm noktalarına bölünmektedir (ağ ve mesh elde etme). Bu yöntemde takip edilmesi gereken adımlar şunlardır:

- Mühendislik probleminin eleman ve düğüm noktaları olarak alt kısımlara ayrılması.
- Bir elemanın fiziksel davranışını temsil eden şekil fonksiyonunun seçilmesi.
- Bir eleman için denklemlerin geliştirilmesi.
- Tüm problemi ifade etmek için elemanların birleştirilerek global rijitlik matrisinin oluşturulması.
- Yüklerin uygulanması ve sınır şartlarının tanımlanması.
- Oluşturulan denklem takımının çözülerek düğüm noktalarındaki deformasyonların bulunması.
- Deformasyonlardan asal gerilmelere geçilmesi.

Sonlu eleman denklemlerinin oluşturulmasında üç farklı yaklaşım kullanılmaktadır: direkt formülasyon, minimum toplam potansiyel enerji formülasyonu ve ağırlıklı kalıntı formülasyonu (Ayhan 2015). Bu tez kapsamında sonlu elemanlar çözücüsü olarak kullanılan Radioss ağırlıklı kalıntı formülasyonundan yararlanılmaktadır: Bu yöntem mühendislik probleminin temel diferansiyel denklemine yaklaşık bir çözüm kabulüne dayanır. Kabul edilen çözüm, verilen problemin başlangıç ve sınır şartlarını karşılamak

zorundadır. Bu çözüm tam çözüm olmadığından, diferansiyel denklemde yerine konulduğunda bazı kalıntılar yani hatalar oluşur. Ağırlıklı kalıntı formülasyonunda seçilen bir aralık veya noktalar için bu hataların sıfır olması gerekmektedir. Bu yaklaşım bir örnek üzerinden incelenecek olursa Şekil 3.7’de değişken kesitli, bir ucu sabitlenmiş ve diğer ucundan F kuvvetinin etkideği çubuk verilsin. Çubuğun üst genişliği w_1 , alt genişliği w_2 , kalınlığı t ve uzunluğu L olarak alınsın. Çubuğun elastisite modülü E_ζ ile ifade edilsin. Çubuğa F kuvveti uygulandığında, y boyunca farklı noktalarda ne kadar yer değiştirdiği bulunmak istenmektedir (Ayhan 2015).



Şekil 3.7. Eksenel F kuvveti altında bulunan bir çubuk ve F ile ortalama gerilme arasındaki ilişki (Ayhan 2015’den değiştirilerek alınmıştır)

A kesit alanı olmak üzere statik denge şartları gereği y yönündeki kuvvetlerin toplamı sıfırdır:

$$F - \sigma_{ort}A(y) = 0 \quad (3.1)$$

Hooke kanunu gereği $\sigma = E\varepsilon$ olduğundan bu ifade yukarıdaki denklemde yerine konularak

$$F - E_\zeta\varepsilon A(y) = 0 \quad (3.2)$$

elde edilir. Ortalama birim şekil değişimi $\varepsilon = \frac{du}{dy}$ olduğundan (3.2) denklemi

$$F - E_c A(y) \frac{du}{dy} = 0 \quad (3.3)$$

şekline dönüştürülebilir. Bu diferansiyel denklemin yaklaşık çözümü olarak

$$u(y) = k_1 y + k_2 y^2 + k_3 y^3 \quad (3.4)$$

kabul edilsin. Kabul edilen bu çözüm sınır şartlarını sağlamalıdır. Bu denklemde k_1 , k_2 ve k_3 bilinmeyen katsayılarıdır. (3.4) denklemi (3.3) diferansiyel denkleminde yerine konularak R hata fonksiyonu bulunur:

$$\left(w_1 + \left(\frac{w_2 - w_1}{L} \right) y \right) \underline{t} E_c (k_1 + 2k_2 y + 3k_3 y^2) - F = R \quad (3.5)$$

Burada bilinmeyen katsayıları bulmak için Radioss çözücüsünün de kullandığı Galerkin yöntemi seçilmiştir.

Galerkin yöntemi hatanın seçilen δ_i ağırlık fonksiyonlarına ortogonal yani dikey olmasını gerektirmektedir:

$$\int_a^b \delta_i R dy = 0 \quad i=1, 2, \dots, N \quad (3.6)$$

Ağırlık fonksiyonları yaklaşık çözümün öğeleri olarak seçilebilir. (3.4) denkleminde üç bilinmeyen katsayı olduğundan üç ağırlık fonksiyonu seçilir: $\delta_1 = y$, $\delta_2 = y^2$, $\delta_3 = y^3$.

Bu fonksiyonlar ve (3.5) denklemi (3.6) denkleminde yerine konursa,

$$\int_0^L y \left[\left(w_1 + \left(\frac{w_2 - w_1}{L} \right) y \right) \underline{t} E_c (k_1 + 2k_2 y + 3k_3 y^2) - F \right] dy = 0 \quad (3.7)$$

$$\int_0^L y^2 \left[\left(w_1 + \left(\frac{w_2 - w_1}{L} \right) y \right) \underline{t} E_c (k_1 + 2k_2 y + 3k_3 y^2) - F \right] dy = 0 \quad (3.8)$$

$$\int_0^L y^3 \left[\left(w_1 + \left(\frac{w_2 - w_1}{L} \right) y \right) \underline{t} E_c (k_1 + 2k_2 y + 3k_3 y^2) - F \right] dy = 0 \quad (3.9)$$

denklemleri elde edilir. Uygulamada w_1 , w_2 , L , \underline{t} , E_c ve F değerleri bilineceğinden bu değerler yukarıdaki denklemlerde yerine konarak entegre edilir ve böylelikle üç bilinmeyenli (k_1 , k_2 , k_3) üç lineer denklem elde edilmiş olur. Bu lineer denklemlerin

çözümü ile bilinmeyen katsayılar elde edilir ve böylelikle (3.4) denklemi ile ifade edilen $u(y)$ yaklaşık çözümü bulunmuş olur (Ayhan 2015).

Açık (explicit) ve kapalı (implicit) zaman entegrasyonu yöntemleri:

Çarpışma analizleri otomotiv endüstrisinde sonlu elemanlar yönteminin yaygın olarak kullanıldığı bir alandır. Çarpışma problemlerinde çok küçük zaman aralıklarında değişen büyüklükler söz konusu olduğundan bu analizlerde kullanılan yazılımlar açık zaman entegrasyonu yöntemini yaygın olarak kullanmaktadır. Bu yöntemde hareket denkleminin zaman alanında entegrasyonu merkezi farklar yöntemi ile hesaplanır. İlk adımda aşağıdaki hareket denklemi çözülmemektedir:

$$M\ddot{u} = F - I \quad (3.10)$$

Burada;

F : dış kuvvetler,

I : eleman iç kuvvetleri,

M : kütle matrisi,

\ddot{u} : ivme

t zamanı anında ivme değeri;

$$\ddot{u}_{(t)} = (M^{-1})(F - I)_{(t)} \quad (3.11)$$

ile bulunur. İvme, merkezi farklar yöntemi ile zaman alanında entegre edilerek hız büyüklüğü hesaplanabilir:

$$\dot{u}_{(t+\frac{\Delta t}{2})} = \dot{u}_{(t-\frac{\Delta t}{2})} + \frac{(\Delta t_{(t+\Delta t)} + \Delta t_{(t)})}{2} \ddot{u}_{(t)} \quad (3.12)$$

Düğüm noktalarındaki yer değiştirme değerleri;

$$u_{(t+\Delta t)} = u_{(t)} + \Delta t_{(t+\Delta t)} \dot{u}_{(t+\frac{\Delta t}{2})} \quad (3.13)$$

Yukarıdaki denklemler incelendiğinde ilk olarak denge eşitliğinin sağlanması ile ivmeler bulunmaktadır. İvmelerin bulunması ile hız ve yer değiştirmeler sonraki adımlar için hesaplanabilir. Denklem 3.13'den yer değiştirme değerleri hesaplandıktan sonra gerilme ve gerilme değerleri bulunur. Daha sonra eleman iç kuvvetleri hesaplanarak $t+\Delta t$ zaman artımı yapılır ve bir sonraki adım çözülür (Öztürk ve Kaya 2008).

Hesaplanan değerlerin doğruluğu ve kararlılığı açısından zaman artım değeri (Δt)'nin oldukça küçük seçilmesi gerekmektedir. Böylece küçük zaman artımları (time step) için ivme değerinin sabit olduğu kabul edilebilir. Fakat zaman artım değerinin çok küçük alınması çözüm süresini arttırmaktadır. Buna karşılık her bir adımdaki çözüm işlemi için denklem takımı çözümü gerçekleştirilmez. Bu nedenle her bir adım için çözüm kısa sürer. Hesaplama süresi ağırlıklı olarak eleman kuvvetlerinin hesaplanmasına harcanmaktadır (Öztürk ve Kaya 2008).

Zaman artım değerinin seçimi çözümün kararlılığı açısından oldukça önemlidir. Bu değer aşağıdaki denklem ile bulunur ve çoğunlukla sonlu elemanlar yazılımı tarafından belirlenmektedir:

$$\Delta t_{kararlı} = l/c \quad (3.14)$$

Burada;

l : sonlu elemanlar modeli içindeki en küçük eleman uzunluğu,

c : malzeme içindeki ses hızı.

(3.14) denkleminde anlaşılabileceği üzere eleman boyutu ne kadar küçük olursa zaman artım değeri o kadar küçük olur, dolayısıyla çözüm süresi bir o kadar artar. Seçilen Δt değeri $\Delta t_{kararlı}$ değerine eşit veya ondan küçük olmalıdır. Burada c ses hızı malzemenin karakteristik bir özelliği olup;

$$c = \sqrt{\frac{E_c}{\rho}} \quad (3.15)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Burada E_c malzemenin elastisite modülü, ρ malzeme yoğunluğudur (Öztürk ve Kaya 2008).

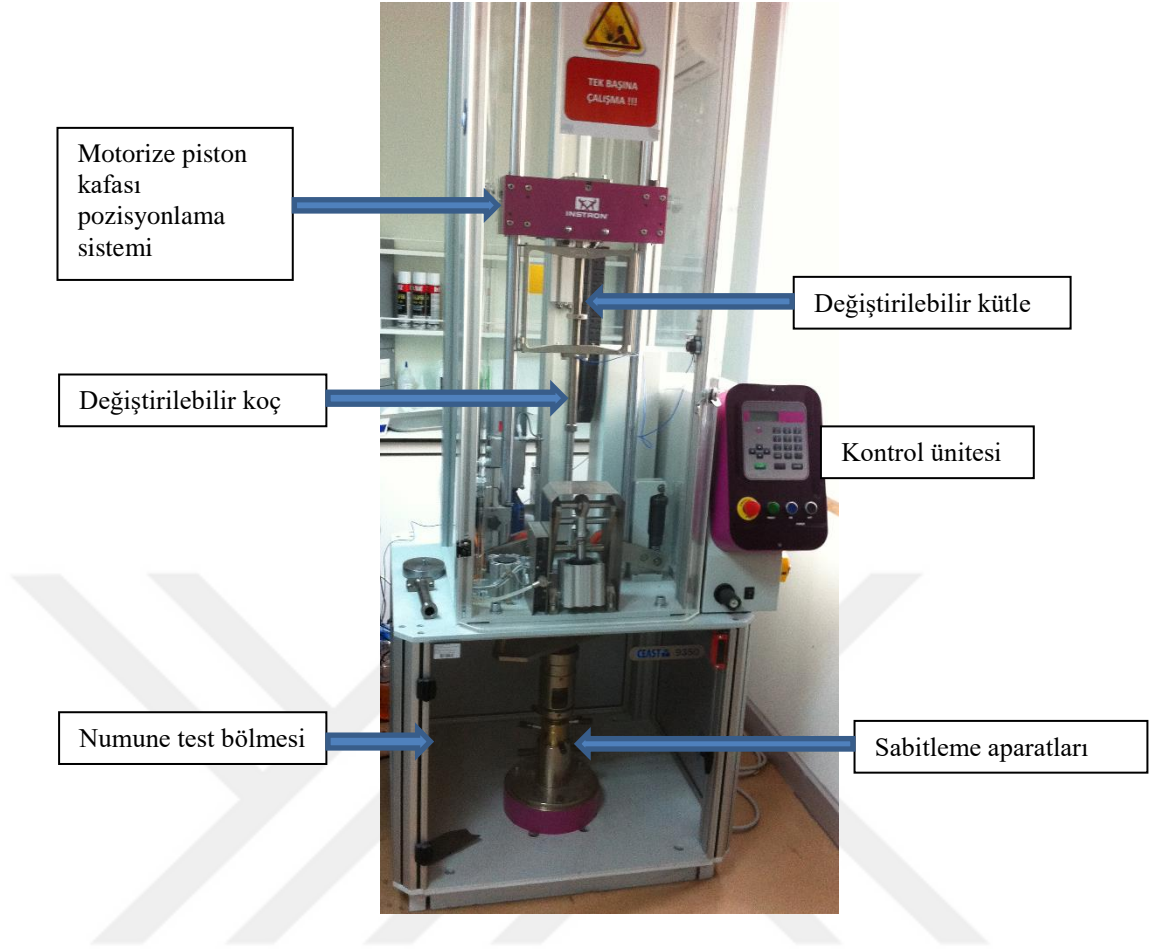
Statik ve düşük hızlı dinamik problemlerde çözüm aralığı genelde çarpışma problemlerinden daha uzun olduğundan çok sayıda iterasyona gereksinim olmaktadır. Bu tarz problemlerde zaman artım değerinin daha yüksek olduğu kapalı zaman entegrasyonu yöntemi kullanılmaktadır. Denklem 3.16'da kapalı zaman entegrasyonu eşitliği verilmiştir:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (3.16)$$

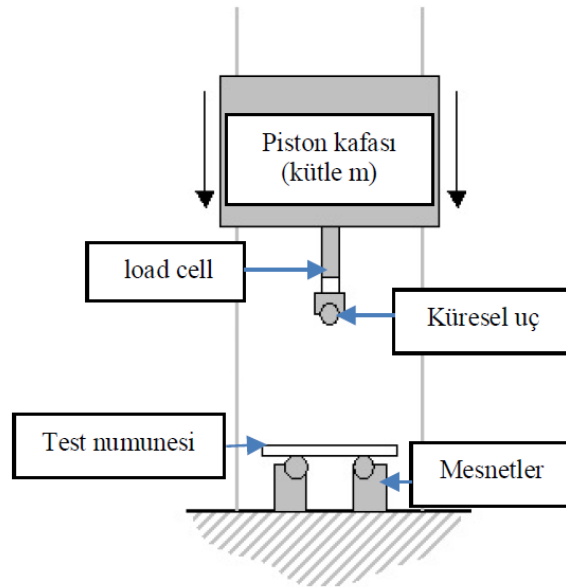
Bu denklemde $[K]$ global rijitlik matrisi, $\{u\}$ yer değiştirme matrisi ve $\{F\}$ de düğüm noktalarına etki eden kuvvet matrisidir. Bu yöntem açık zaman entegrasyonu yöntemine göre daha kararlı bir çözüm sunmasına karşılık denklem 3.16'da görüldüğü üzere yer değiştirmelerin bulunabilmesi için $[K]$ global rijitlik matrisin hesaplanması ve ters çevrilmesine gereksinim olduğundan her zaman adımı için daha yüksek hesaplama maliyeti getirmektedir. Bu dezavantajlarına rağmen statik ve uzun süreli simülasyonlarda daha verimli bir şekilde çalışmaktadır.

3.1.3. Düşen ağırlık darbe testi (drop tower test)

Düşen ağırlık darbe testi bir malzemenin yüksek şekil değiştirme hızlarında eğilme, burulma veya çekme yüklerine maruz kalması durumunda davranışını belirlemek için kullanılan bir testtir. Bir malzemenin darbe dayanımı bulunması en zor karakteristiklerinden biridir. Bu testte bir malzemenin ne kadar miktarda enerji altında hasara uğradığının, kırılması için ne kadar enerji gerektiğinin veya ne kadar enerji absorbe edebildiğinin bulunması amaçlanır (<http://www.instron.com.tr/tr-tr/our-company/library/glossary/i/impact-test>, 2017). Tez çalışmaları kapsamında kullanılmış olan test cihazı Şekil 3.8'de ve testin şematik gösterimi Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Düşen ağırlık darbe test cihazı



Şekil 3.9. Düşen ağırlık darbe testi şematik gösterimi (<http://www.datapointlabs.com/testpaks/3pointbending.htm>, 2017)

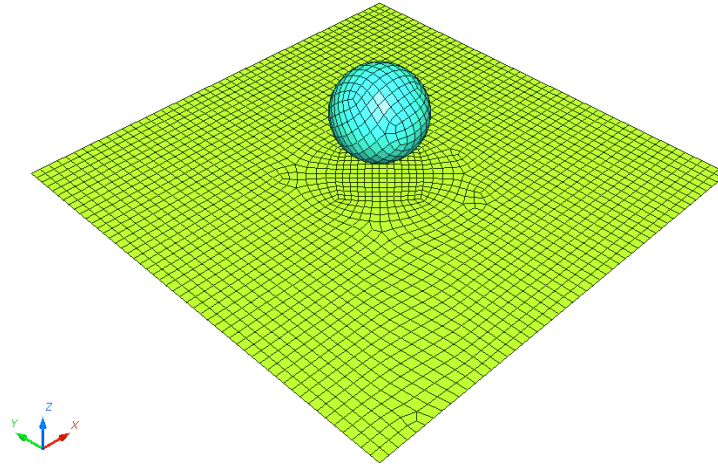
Düşen ağırlık darbe testinde numune test bölgesine konular ve aparatlarla sabitlenir. Test için gerekli kütle pozisyonlama sistemine monte edilir ve çarpma hızı girilir. Sistem çarpma hızına bağlı olarak serbest düşme yüksekliğini otomatik olarak ayarlar. Kinetik enerji $E=1/2MV^2$ formülü ile ifade edildiğinden çarpma enerjisi test sistemine bağlı yazılım tarafından hesaplanır. Bu testte numune yüksek şekil değiştirme hızlarında bir darbeye maruz kaldığı için çarpışma testleriyle benzerlik göstermektedir. Dolayısıyla bu tezde tasarım sürecini hızlandırmak ve araç test maliyetlerini düşürmek için malzeme karakteristiklerini belirlemede bu test tercih edilmiştir.

B-sütunu malzemesi olarak yüksek enerji absorbe etme özelliğinden dolayı çift fazlı çelik (dual phase-DP 600) sac malzeme seçilmiştir (Öztürk ve Öztürk 2016). Test için 1,5 mm kalınlığındaki saclar 150x150 mm kare şeklinde kesilerek test bölgesine konularak fikstürlerle sabitlenmiştir. Testler sabit kütlede fakat çarpma anındaki hız değerleri, dolayısıyla darbe enerjisi değerleri artırılarak tekrarlanmış ve malzeme hasara uğradığında testler kesilmiştir.

3.1.4. Düşen ağırlık darbe test benzetimi ve malzeme modeli seçimi

Sonlu elemanlar analizi yazılımlarında malzeme özellikleri yazılıma malzeme kartları ile girilmektedir. Sonuçların doğruluğu açısından malzeme kartlarının doğru bir şekilde tanımlanması büyük önem arz etmektedir. Bu sebeple bu tez kapsamında B-Sütunu malzeme özellikleri düşen ağırlık darbe testi ile belirlendikten sonra aynı test sanal ortamda tekrarlanarak en doğru malzeme kartının seçilmesi ve bu karta en uygun parametrelerin girilmesi amaçlanmıştır. Düşen ağırlık darbe test benzetimi için modelleme, sonlu elemanlara ayırma, malzeme kartı ve temas tanımlamaları ile sınır şartlarının verilmesi HyperCrash sonlu elemanlar yazılımında yapılmış olup çözücü olarak Radioss explicit programı kullanılmıştır.

Simülasyon için öncelikle teste uygun olarak DP 600 sacı temsil eden 150x150 mm boyutunda bir düzlem ve saca darbeyi uygulayacak olan rijit küresel uç modellenmiştir. Daha sonra iki boyutlu kabuk (shell) elemanlar kullanılarak sac ve rijit küresel uç sonlu elemanlarına ayrılmıştır. Sac parça ve küresel uç Şekil 3.10'da sonlu elemanlarına ayrılmış halde görülmektedir.



Şekil 3.10. Sonlu elemanlarına ayrılmış olarak test numunesi ve rijit küresel uç

Hem sac hem de küresel uç için kabuk eleman tipi olarak 1 nolu özellik kartı seçilmiştir. Sac test esnasında non-linear bir deformasyona uğradığı için sacı tanımlayan özellik kartında non-linear deformasyon opsiyonu aktif hale getirilmiş ve et kalınlığı olarak 1,5 mm girilmiştir. Malzeme kartı olarak çelik gibi izotropik malzemelerin çarpışma analizlerinde yaygın olarak kullanılan Johnson Cook elasto-plastik malzeme modeli seçilmiştir. Bu modele göre eşdeğer gerilme akma gerilmesinden düşük olduğunda malzeme lineer-elastik davranmaktadır. Malzeme daha yüksek gerilme değerlerinde ise plastik davranış gösterir. Eşdeğer gerilmeyi veren denklem şu şekildedir:

$$\sigma = (a + b\varepsilon_p^n) \left(1 + d \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right) (1 - \dot{T}^q) \quad (3.17)$$

Burada;

σ : akış (flow) gerilmesi

a : akma gerilmesi

b : sertleşme modülü

ε_p : plastik gerinme

n : sertleşme üssü

d : şekil değiştirme hızı (strain rate) katsayısı

$\dot{\varepsilon}$: şekil değiştirme hızı

$\dot{\epsilon}_0$: referans şekil değiştirme hızı

q : sıcaklık üssü

$$\dot{T} = \frac{T - 298}{T_{melt} - 298}$$

T : Kelvin cinsinden sıcaklık

T_{melt} : Kelvin cinsinden erime sıcaklığı (Anonim 2014).

Düşen ağırlık darbe testi için şekil değiştirme hızı ve sıcaklığın etkisi göz ardı edilerek denklem şu şekilde sadeleştirilmiştir:

$$\sigma = (a + b\epsilon_p^n) \quad (3.18)$$

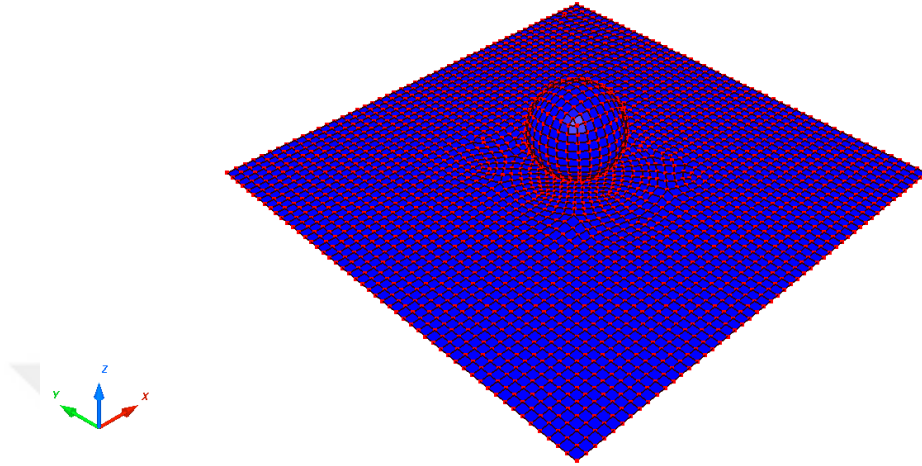
Bu denklemden görüleceği üzere malzemede oluşan gerilmenin hesaplanabilmesi için a , b ve n değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu değerler malzemenin akma gerilmesi, maksimum gerilme ve maksimum gerilmedeki gerilmenin bir fonksiyonudur. DP 600 malzeme için HyperCrash yazılımına girilen Johnson Cook parametreleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. DP 600 malzeme için Johnson-Cook malzeme kartı parametreleri

DP 600 malzeme için Johnson Cook parametreleri	
Yoğunluk (ton/mm ³)	7,80E-09
Elastisite modülü (MPa)	200000
Poisson oranı	0,3
Akma gerilmesi (MPa) [a]	379
Sertleşme modülü (MPa) [b]	624,7885
Sertleşme üssü [n]	0,3115

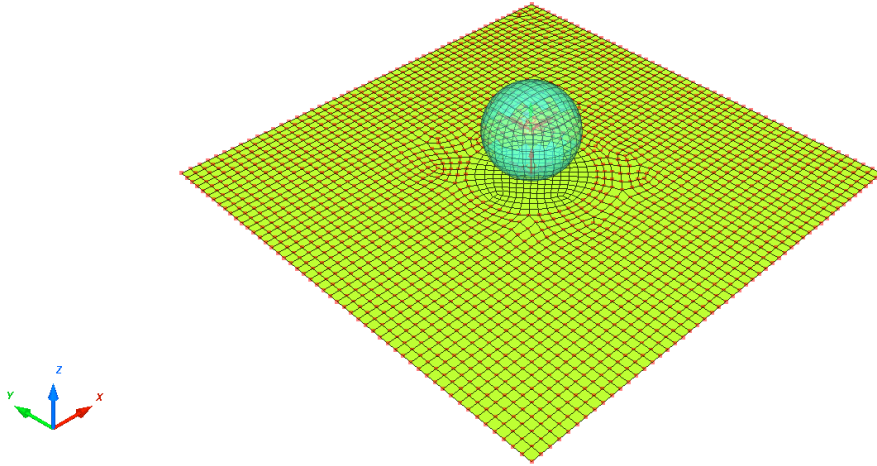
Yoğunluk, elastisite modülü ve poisson oranı elastik bölgedeki gerilmeyi; akma gerilmesi, sertleşme modülü ve sertleşme üssü ise plastik bölgedeki gerilmeyi hesaplamada kullanılmaktadır.

Sac numune ve rijit küresel uç arasındaki temas tanımlamaları için çarpışma simülasyonlarında tercih edilen genel amaçlı temas (type 7-general purpose contact) kartı seçilmiş ve sürtünme katsayısı 0,2 olarak kabul edilmiştir (Şekil 3.11).



Şekil 3.11. Sac numune ve küresel uç arasında temas tanımlanması

Sınır şartları olarak sac numune Şekil 3.12’de görüldüğü gibi işaretli düğüm noktalarından mesnetlenmiş ve küresel ucun hareketi z doğrultusu ile kısıtlanmıştır. Kurulan bu model düşen ağırlık darbe testi ile aynı kütle ve hız değerleri için analiz edilmiştir.

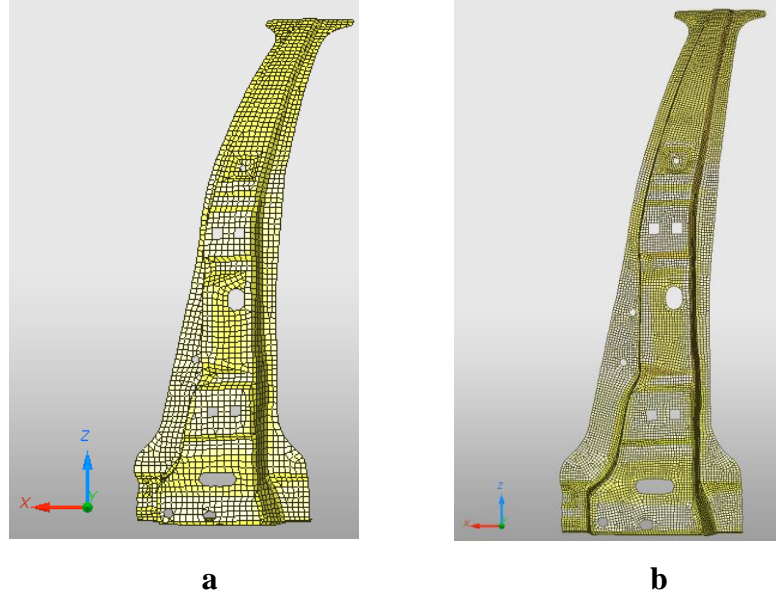


Şekil 3.12. Düşen ağırlık darbe test benzetimi için sınır şartlar

3.1.5. Sonlu elemanlar yöntemi ile araç yan çarpışma analizleri

Düşen ağırlık darbe test benzetimi ile B-Sütunu malzeme kartı seçildikten ve kart parametreleri belirlendikten sonra araç yan çarpışma analizleri aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada George Washington Üniversitesi sonlu elemanlar modeli arşivinden bir aracın ön çarpışma Ls-Dyna modeli seçilerek bu model Radioss versiyonuna dönüştürülmüştür (<http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>, 2016). Daha sonra bu ön çarpışma modeli Euro NCAP yan darbe test standardına uygun bir şekilde yan çarpışma modeli haline getirilmiştir. Araç yan çarpışma modelinin oluşturulması, eleman seçimi ve özelliklerinin girilmesi, malzeme kartı ve temas tanımlamaları ile sınır şartlarının verilmesi HyperCrash sonlu elemanlar yazılımında yapılmıştır. Kurulan yan darbe modelinin çözümü için Radioss non-lineer sonlu eleman analiz yazılımı kullanılmıştır.

İlk olarak mevcut modeldeki iki boyutlu kabuk elemanlardan oluşan B-Sütunu kaba bir ağ yapısına sahip olduğundan, analiz ile daha hassas sonuçlar elde edebilmek için daha küçük ve daha kaliteli bir ağ yapısına sahip olacak şekilde yeniden sonlu elemanlarına ayrılmıştır. Şekil 3.13'de kaba ve kaliteli ağ yapısına sahip B-Sütunu görülmektedir.



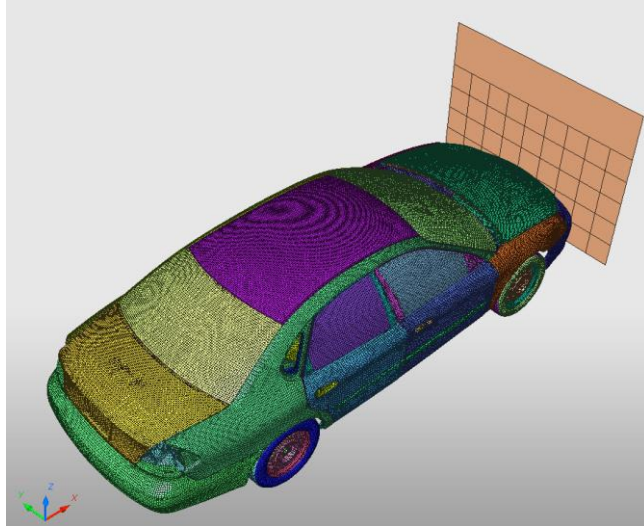
Şekil 3.13. a) Kaba b) Kaliteli ağ yapısına sahip B-Sütunu

B-Sütunu eleman tipi olarak çarpışma analizlerinde tercih edilen 1 nolu kabuk eleman seçilmiş ve özellik kartına et kalınlığı olarak referans araçtaki değer olan 1,1 mm girilmiştir. B-Sütunu çarpışma sırasında non-lineer bir deformasyona uğrayacağı için özellik kartında non-lineer deformasyon opsiyonu aktif hale getirilmiştir.

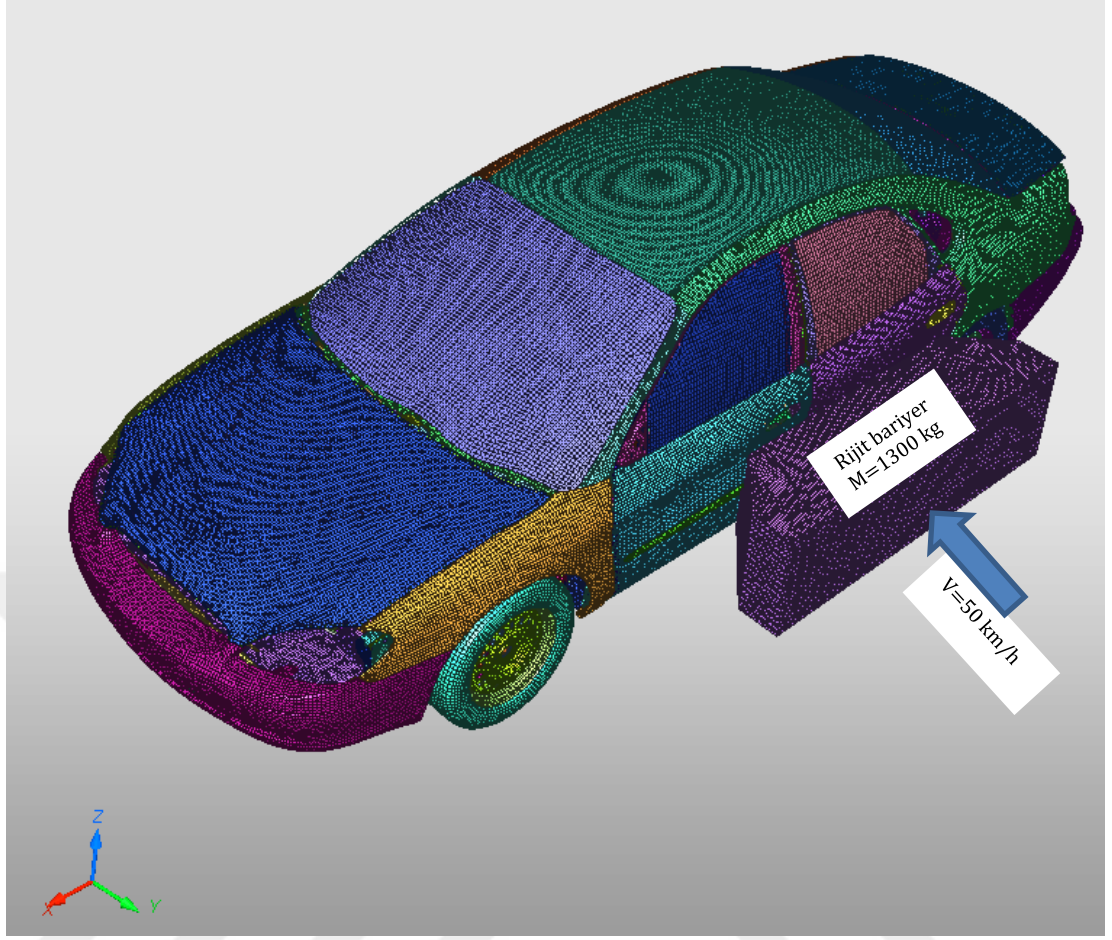
Malzeme kartı olarak çelik gibi izotropik malzemelerin çarpışma analizlerinde yaygın bir şekilde kullanılan Johnson Cook elasto-plastik malzeme modeli seçilmiştir. B-Sütunu malzemesi olarak düşen ağırlık darbe testinde kullanılan DP 600 çelik seçilmiş ve malzeme kartına Çizelge 3.1'deki parametreler girilmiştir.

Daha sonra Şekil 3.14'de görülen ön çarpışma modeli HyperCrash yazılımında Euro NCAP yan darbe test standartlarına uygun olarak yan çarpışma modeline çevrilmiştir. Bunun için öncelikle iki boyutlu shell elemanlardan rijit bir bariyer modellenmiş, bariyer kütlesi olarak 1300 kg verilmiş ve Şekil 3.15'de görüldüğü gibi 90°lik açı, 50 km/h hızla araç sonlu elemanlar modeline çarpıtılmıştır (Anonim 2015).

Araç ile rijit bariyer arasındaki temas tanımlamaları için çarpışma analizlerinde kullanılmakta olan genel amaçlı temas kartı seçilmiş ve sürtünme katsayısı 0,2 olarak kabul edilmiştir.



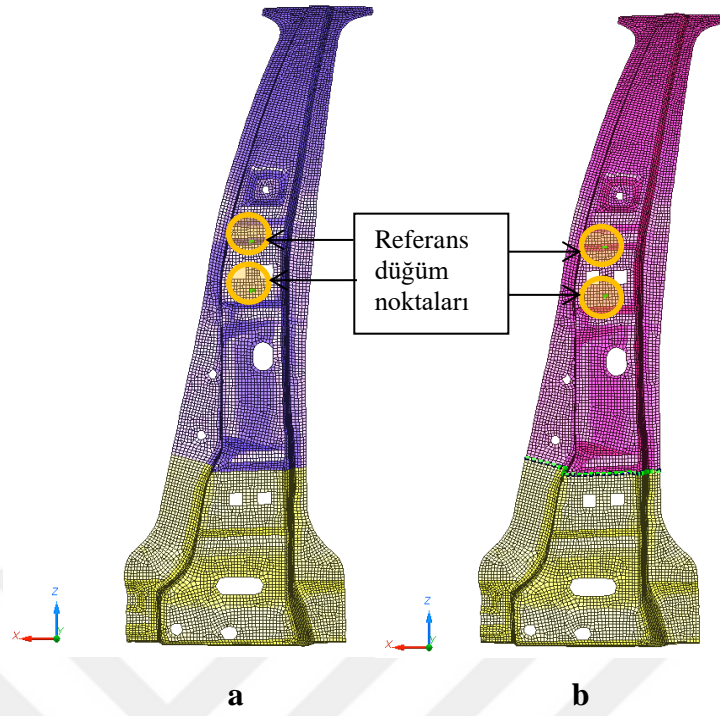
Şekil 3.14. Araç ön çarpışma modeli (<http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>, 2016)



Şekil 3.15. Euro NCAP yan darbe sonlu elemanlar modeli (<http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>, 2016).

B-Sütunu üzerinde meydana gelen maksimum hızları bulmak için Şekil 3.15’de görülen araç yan darbe sonlu elemanlar modeli çözüm aralığı 20 ms alınarak çözdürülmüştür. 940 000 elemana sahip bu sonlu elemanlar modeli Radioss yazılımı ile 8 çekirdekli Intel i7 işlemciye sahip iş istasyonunda 3,5 saatte çözülmüştür.

Çarpışma analizinden elde edilen sonuçlara ve sürücü ile yolcuların araç içindeki konumlarına bağlı olarak B-Sütunu iki kısma ayrılmıştır. Optimizasyon aşamasına geçmeden önce hem TRB hem de TWB yapılı B-sütunu için çarpışma analizleri yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Şekil 3.16’da TRB ve TWB yapılı B-Sütunları ve optimizasyon probleminde kullanılacak referans düğüm noktaları gösterilmiştir.



Şekil 3.16. a) TRB b) TWB yapılı DP 600 B-Sütunu ve referans düğüm noktaları

3.2. Araç Çarpışma Optimizasyonu

Taşıt tasarımı sürecinde minimum maliyetli ürünler imal etmek için optimizasyon çalışmaları yapılarak prototip üretimi ve test işlemleri minimize edilmektedir. Yapısal optimizasyon yöntemlerinden yararlanarak tasarımın ilk aşamalarında ortaya çıkan modellerin optimum geometrileri belirlenmekte ve böylelikle minimum maliyetli ürünler elde edilmektedir. Ürünlerin optimum tasarımı için boyut, şekil, topoloji ve topografya optimizasyonu vb. sayısal optimizasyon algoritmaları geliştirilmiştir (Öztürk ve Kaya 2008). Bu kısımda B-Sütunu ağırlığının minimizasyonu için optimum et kalınlığının bulunması maksadıyla boyut optimizasyonu yöntemi anlatılmıştır. Genel bir optimizasyon problemi şu şekilde tanımlanabilir:

$$\text{Amaç fonksiyonu : } f(x) \quad (3.19)$$

$$\text{Kısıt fonksiyonları: } G_i(x) = 0 \quad i = 1, \dots, n \quad (3.20)$$

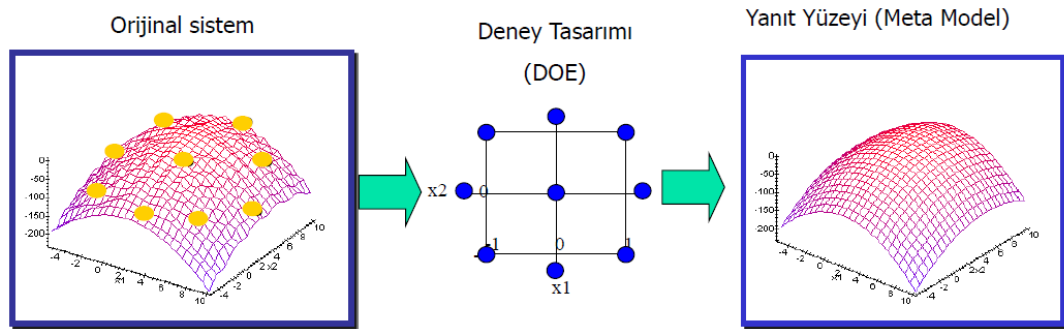
$$G_i(x) \leq 0 \quad i = n + 1, \dots, m \quad (3.21)$$

$$\text{Tasarım değişkenleri: } x_1 \leq x \leq x_j$$

Yapısal optimizasyonda optimum çözümü bulmak için amaç ve kısıt fonksiyonlarının gradyanları kullanılarak araştırma doğrultusu belirlenmektedir. Ancak araç çarpışmaları gibi dinamik problemlerde yanıtlar çok değişken olduğundan gradyanların bulunması çok zor ve maliyetli olmaktadır (Zhang ve ark. 2010). Bundan dolayı araç tasarımlarında yanıt yüzey yöntemi ve meta sezgisel optimizasyon teknikleri tercih edilmektedir. Burada şu şekilde bir yol izlenmektedir: Öncelikle deney tasarımı ile tasarım değişkeni veya değişkenlerinin alt ve üst sınırları arasında seçilen bir metot ile belirlenen deney sayısı kadar çözüm yapılır. Daha sonra bu çözüm sonuçları kullanılarak seçilen bir yöntem ile tasarım değişkenlerine bağlı olarak eğri (tek tasarım değişkeni için) veya yüzey (iki tasarım değişkeni için) uydurmak suretiyle tasarım fonksiyonları oluşturulur. Oluşturulan bu tasarım fonksiyonları tanımlanan amaç ve kısıt kriterleri için uygun bir meta sezgisel optimizasyon tekniği ile çözülür. Bu bölümde B-Sütunu optimizasyon çalışması için uygulanan yöntemler anlatılmıştır.

Yanıt yüzey yöntemi (Metamodel):

Yanıt yüzey yöntemi, Şekil 3.17’de görüldüğü gibi tasarım uzayında farklı noktalarda hesaplanan çıktı değerleri kullanılarak sistem davranışının global bir yaklaşık fonksiyon (iki tasarım değişkeni için yüzey) ile elde edilmesidir (<http://necmi.home.uludag.edu.tr/>, 2017).

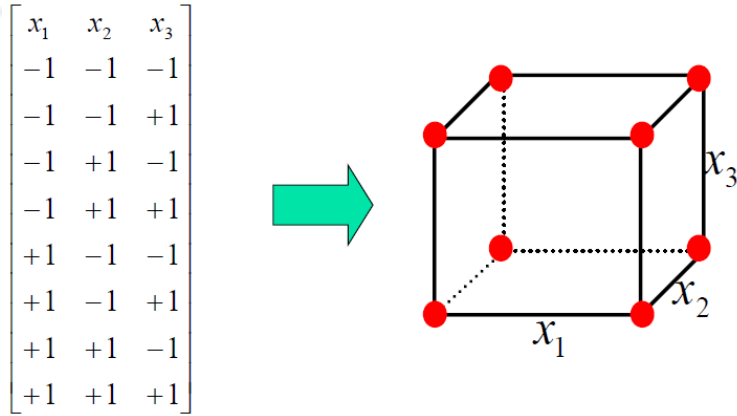


Şekil 3.17. Yanıt yüzey yöntemi (<http://necmi.home.uludag.edu.tr/>, 2017)

Deney tasarımı yaklaşımı:

Deney tasarımı bir süreç veya sistemin girdi değişkenlerinde anlamlı değişiklikler yapılarak yanıtlardaki değişimlerin nedenlerinin belirlenebildiği ve incelenebildiği bir dizi testtir. Deney tasarımı çalışmasında başlıca amaçlar yanıtlar kullanılarak girdi değişkenlerine bağlı olarak incelenen sistemin davranışını temsil eden yaklaşık bir fonksiyonun bulunması ve hangi girdi değişkeninin yanıtlarda en fazla etkili olduğunu belirlemektir (Anonim 2014).

Bu tez kapsamında deney tasarımı yaklaşımı HyperStudy yazılımı ile uygulanmış olup bu yazılımın kullandığı başlıca DOE yöntemleri şunlardır: Tam faktöriyel, kesirli faktöriyel, merkezi kompozit tasarım (CCD), latin hiperküp, Hammersley, Plackett-Burman (PB) ve Box-Behnken (Anonim 2014). Tez çalışmasında her tasarım değişkeninin her seviyesinin tüm kombinasyonlarının yanıtlarının hesaplandığı tam faktöriyel deney tasarımı yöntemi tercih edilmiştir. Şekil 3.18’de üç parametre ve iki seviyeli tam faktöriyel tasarım gösterilmiştir.



Şekil 3.18. 3 parametre ve 2 seviyeli tam faktöriyel tasarım (<http://necmi.home.uludag.edu.tr/>, 2017)

Bu tez çalışmasında ilk olarak iki bölgeye ayrılan B-Sütunu için deney tasarımı yöntemi kullanılarak bu bölgelerin sac kalınlıklarının belirlenen alt ve üst limitleri arasında tam faktöriyel metodu ile belli sayıda analiz yapılmıştır. Bu analizlerde yanıt fonksiyonları

için B-Sütunu alt ve üst kısımlarının toplam kütlesi ve Şekil 3.16'da gösterilen referans iki düğüm noktasının maksimum hızlarının ortalaması seçilmiştir.

Tasarım fonksiyonları sistem yanıtlarını temsil eden yaklaşım fonksiyonlarıdır (meta model). Yaklaşım fonksiyonları sayesinde çok sayıda simülasyon yapmak yerine DOE sonuçları kullanılarak incelenen sistemin davranışını temsil eden eğri veya yüzeyler kurulabilmektedir. Böylece çarpışma gibi yüksek maliyetli simülasyon çalışmalarında zamandan tasarruf edilmektedir.

Çarpışma problemlerinde yanıtlar nonlineerdir ve aynı zamanda gürültülü olabilmektedir. Bu nedenle optimizasyon algoritması problemin genel eğilimini bulamayabilmekte ve lokal maksimum veya minimumda algoritmayı sonlandırabilmektedir. Yanıt yüzey yaklaşımları bu durumun üstesinden gelerek yanıtların genel eğilimini bulmaktadır. Sonuçta optimizasyon algoritması verimli bir şekilde çalışmış olmaktadır (Anonim 2014). Literatürde farklı meta model tekniklerinin kullanıldığı çalışmalar mevcuttur: Zhang ve ark. (2010) bir araç yan çarpışma modeli üzerinde B-Sütunu ve kapı iç panelinin elastisite modülü ve et kalınlıklarını tasarım değişkeni olarak tanımlayarak hesaplama maliyetlerini düşürmek için en küçük kareler regresyon yöntemini kullanarak optimum tasarım değişkeni değerlerini bulmuştur. Yan çarpışma performansını geliştirmek için yapılan başka bir çalışmada araç ağırlığını minimize etmek amacıyla güvenilirlik tabanlı tasarım optimizasyonu yapılmıştır. Bu çalışmada optimizasyon kısıtlarından biri olarak B-Sütunu orta kısmındaki hız seçilmiş ve bu tasarım fonksiyonu en küçük kareler yöntemiyle kurulmuştur. Yanıt yüzey yöntemi kullanılarak yapılan bu çalışma ile optimizasyon sonuçlarının doğruluğundan ödün verilmeden hesaplama maliyetleri düşürülmüştür (Youn ve Choi 2004).

Yang ve ark. (2012) yandan çarpışma ve tavan ezilmesi için seçtikleri aracın sonlu elemanlar modelini kurarak Kriging yanıt yüzey yöntemi ile tasarım fonksiyonlarını oluşturmuş ve genetik algoritma yöntemi ile optimizasyon çalışması yapmıştır. Bahsi geçen çalışmada B-Sütunu kalınlığı tasarım değişkeni olarak alınmış, B-Sütunu çökme miktarı, çökme hızı ve tavan ezilme direnç kuvvetleri sınır şartı olarak tanımlanarak minimum B-Sütunu ağırlığı için optimizasyon yapılmıştır. Bunun için öncelikle deney

tasarımı yöntemi ile seçilen noktalar için analizler yapılarak Kriging yaklaşımı ile bu noktalardan geçen fonksiyonlar oluşturulmuştur. Seçilen örnek noktalar için FE analizleri yapılarak Kriging fonksiyonunun örnekleme noktalarını büyük ölçüde yakaladığı görülmüştür. Daha sonra genetik algoritma yöntemi ile optimizasyon yapılarak B-Sütunu ağırlığında avantaj sağlanmıştır. Optimizasyondan elde edilen sonuçlar FE analizleri ile doğrulanmıştır. Xu ve ark. (2013) kapı iç paneli ve B-Sütununu içeren çok komponentli TWB yapının çok amaçlı optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Bahsi geçen çalışmada TWB yapısal sistemi sonlu elemanlar modeli yan çarpışma koşullarına uygun olarak kurulmuş ve yapının ağırlık, B-Sütunu çökme miktarı ve hızı amaç fonksiyonu olarak; farklı konumlardaki et kalınlıkları ve B-Sütunu kaynak yüksekliği ise tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. Tasarım fonksiyonları radyal bazlı fonksiyon, Kriging ve yapay sinir ağıları yanıt yüzey teknikleri ile oluşturulmuş; DOE sonuçlarına en yakın değerleri veren RBF yöntemi ile optimizasyon problemi kurulmuştur.

Yukarıda literatürden verilen yanıt yüzey yöntemlerine ait örnekler aynı zamanda en yaygın olarak kullanılan meta model teknikleridir. Bu sebeple tez çalışmasında bahsi geçen yöntemler kullanılmış ve aşağıda kısaca bu yöntemlerden bahsedilmiştir.

En küçük kareler regresyon (LSR- Least Squares Regression) yöntemi:

En küçük kareler regresyon yönteminde seçilen dereceden bir regresyon polinomu oluşturulmaktadır. Bunun için simülasyon modeli sonuçları ve regresyon modeli ile tahmin edilen değerler arasındaki farkların (hata) kareleri toplamı minimum olacak şekilde bir polinom uydurulur:

$$\min R = \sum_{i=1}^n (y_i - f_i)^2 \quad (3.22)$$

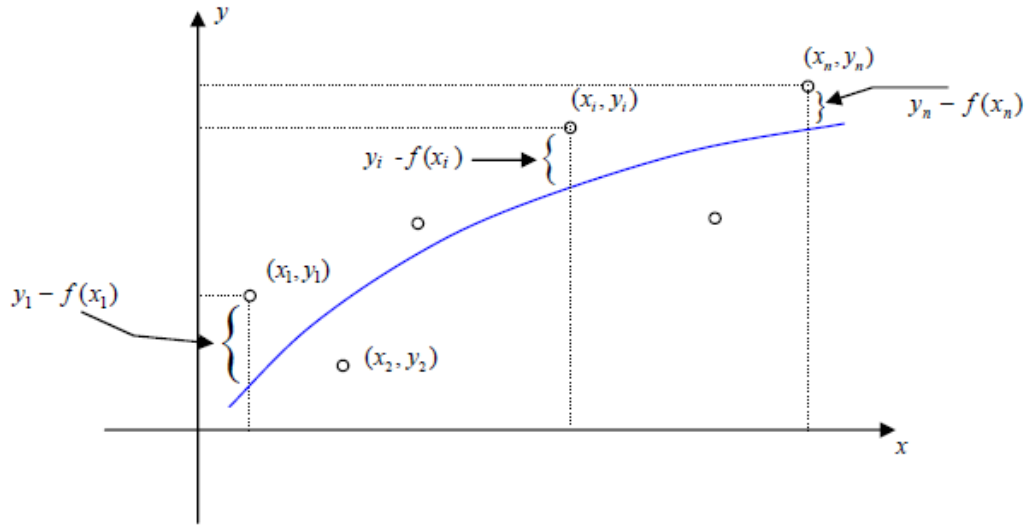
Burada;

n : deney (simülasyon) sayısı,

y_i : i . deneyden elde edilen simülasyon değeri,

f_i : i . deneyde regresyon modeli tarafından tahmin edilen değerdir (Anonim 2014).

Şekil 3.19’da örnek bir regresyon eğrisi verilmiştir.



Şekil 3.19. Deney noktaları ve örnek bir regresyon eğrisi

(3.22) denkleminin regresyon polinomu katsayılarına göre türevi alınıp 0’a eşitlenmesiyle hatanın kareleri toplamını minimum yapacak şekilde regresyon katsayıları bulunabilir (Anonim 2014).

Hareketli en küçük kareler yöntemi (MLSM- Moving Least Squares Method):

Hareketli en küçük kareler yöntemi deney noktaları arasında interpolasyonları üretmek için geliştirilmiş bir yöntemdir. Hareketli en küçük kareler yönteminde bir ağırlıklı en küçük kareler modeli kurulmaktadır. Bu ağırlıklar deney noktalarıyla bağlantılıdır ve sabit değildir. Ağırlık, üretilen nokta deney noktasından uzaklaştıkça azalır. Bu azalma bir azalma fonksiyonu ile tanımlanmaktadır (Anonim 2014). Levin (1998) tarafından verilen genel MLSM denklemi şu şekildedir:

$$\min R = \sum_{i=1}^n (y_i - f_i)^2 \delta_i (\|x - x_i\|) \quad (3.23)$$

Burada;

n : deney (simülasyon) sayısı,

y_i : i . deneyden elde edilen simülasyon değeri,

f_i : i . deneyde regresyon modeli tarafından tahmin edilen değer

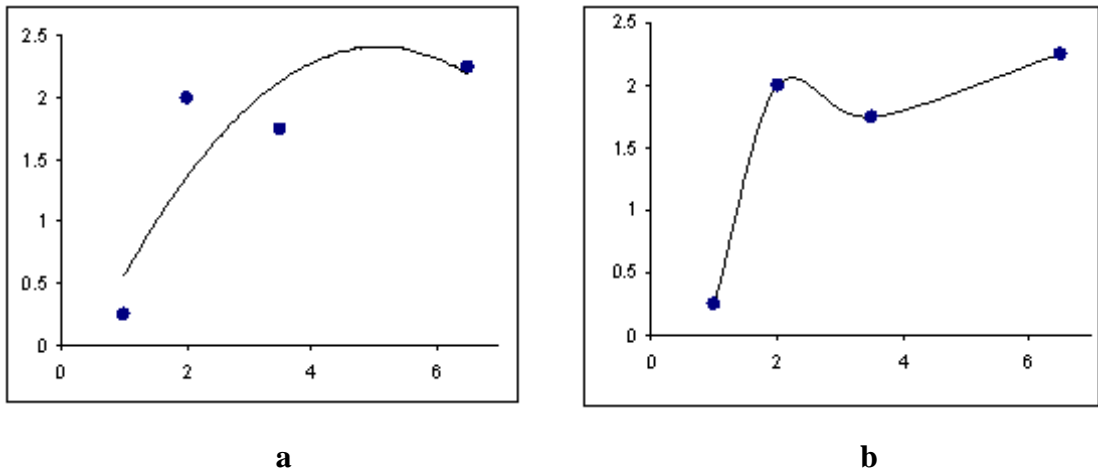
δ_i : i . noktanın tahmininde kullanılan verilere atanan ağırlıklar

$\|x - x_i\|$: Öklid normu

MLSM yöntemi nonlinear problemlerde iyi sonuçlar vermesi bakımından tavsiye edilmektedir. Yöntemden elde edilen sonuçların kalitesi deney sayısı, polinom derecesi ve incelenen problemin davranışına bağlıdır (Anonim 2014).

HyperKriging yöntemi:

Bu interpolasyon yöntemi Kriging olarak bilinen bir yaklaşım modelleme tekniğinin HyperStudy programına uyarlanmasıdır. Kriging yöntemi maden mühendisi D.G. Krige tarafından coğrafi istatistik tekniklerini geliştirmek amacıyla bulunmuştur. HyperKriging yöntemi mümkün olduğunca deney noktalarından (simülasyon sonuçları) geçen bir eğri veya yüzey uydurmaktadır. Bu sebeple tahmin hatası 0 veya 0'a yakın olmaktadır. Şekil 3.20'de tek değişkenli bir fonksiyon için ikinci dereceden en küçük kareler regresyon ve Kriging modellerinin karşılaştırılması verilmiştir (Anonim 2014). Görüldüğü üzere Kriging yönteminde kurulan yaklaşım modeli deney noktalarından geçmektedir.



Şekil 3.20. a) İkinci dereceden en küçük kareler regresyon **b)** Kriging yöntemi (Anonim 2014)

HyperKriging çarpışma gibi yüksek derecede nonlinear problemlere uygulanabilmektedir (Anonim 2014). Kriging yönteminde bilinmeyen bir noktanın tahmini, bilinen değerlerin ağırlıklı ortalaması alınarak yapılmaktadır. Bunun için;

$$f_i = \sum_{i=1}^n \delta_i y_i \quad (3.24)$$

denklemini kullanılır. (3.24) denkleminde;

n : deney (simülasyon) sayısı,

y_i : i . deneyden elde edilen simülasyon değeri,

f_i : i . deneyde regresyon modeli tarafından tahmin edilen değer

δ_i : i . noktanın tahmininde kullanılan verilere atanan ağırlıklar (Başkan 2004).

(3.24) denkleminde δ_i değerlerine verilecek ağırlıkların bulunması gerekmektedir. Bu ağırlıklar kestirim hatalarının ortalaması sıfır ve varyansı minimum olacak şekilde belirlenmektedir.

Kriging yönteminin diğer interpolasyon yöntemlerine göre en önemli avantajı, tahmin edilen her bir nokta için bir varyans değerinin hesaplanabilmesidir. Böylelikle tahmin edilen değerlerin güvenilirliği bilinebilmektedir (Başkan 2004).

Radyal bazlı fonksiyon (RBF-Radial Basis Function) yöntemi:

Radyal bazlı fonksiyon, temel fonksiyonların doğrusal kombinasyonlarını kullanan bir yanıt yüzey yöntemidir. Bu metotta kullanılan temel fonksiyonlar doğrusal, kübik, ince levha spline, Gaussian, multikuadrik ve ters-multikuadriktir. Bu temel fonksiyonlar yüksek derecede nonlinear yanıtlar için doğru sonuçlar vermesine karşılık doğrusal yanıtlara uygun değildir (Anonim 2014). HyperStudy yazılımında bu olumsuzluğun üstesinden gelmek için RBF fonksiyonuna bir polinom eklenmiştir:

$$R(x) = \sum_{i=1}^n \gamma_i \omega(\|x - x_i\|) + \sum_{j=1}^n h_j p_j(x) \quad (3.25)$$

(3.25) denkleminde;

n : deney (simülasyon) sayısı,

γ_i : i . temel fonksiyon için katsayı

x : tasarım değişkeni,

x_i : i . deney noktası

$\|x - x_i\|$: Öklid normu

ω : temel fonksiyon

$p_j(x)$: sabit veya doğrusal polinom

h_j : bilinmeyen katsayılar (Anonim 2014).

RBF yöntemi HyperKriging yönteminde olduğu gibi deney noktalarından (simülasyon sonuçları) geçen eğri veya yüzeyler uydurmaya çalışır. Dolayısıyla tahmin hatası 0 veya 0'a yakındır.

RBF yöntemi HyperKriging yöntemine benzer şekilde çarpışma gibi yüksek nonlinear problemlerin çözümünde kullanılabilir. Ancak bu iki yöntemin kullanımı arasında şöyle temel bir fark vardır: HyperKriging çok sayıda simülasyon sonucunun var olduğu problemler için tavsiye edilirken, RBF değişken sayısının fazla olduğu durumlar için önerilmektedir (Anonim 2014).

3.2.1. Optimizasyon yöntemleri ve tek malzemeli-tek amaçlı optimizasyon

Optimizasyon teknikleri; gradyan (türev) bazlı ve sezgisel, kısıt içeren ve içermeyen, lokal ve global optimizasyon yöntemleri gibi farklı şekillerde sınıflandırılmaktadır.

Bu kısımda HyperStudy yazılımından yararlanarak B-Sütuna uygulanan optimizasyon yöntemleri incelenecektir. Öncelikle DP 600 B-Sütunu için tasarım fonksiyonları en küçük hatanın olduğu RBF yöntemi ile oluşturulmuştur. Daha sonra boyut optimizasyonu problemi amaç fonksiyonu için minimum ağırlık ve kısıt fonksiyonu için de maksimum ortalama çökme hızı kullanılarak aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$\text{Amaç: min ağırlık } w(t_{alt}, t_{üst}) \quad (3.26)$$

$$\text{Kısıt: mak. ort. çökme hızı } v_{max}(t_{alt}, t_{üst}) \leq 13\,200 \text{ mm/s} \quad (3.27)$$

$$\text{Tasarım parametreleri: } 0,9 \leq t_{alt}, t_{üst} \leq 1,3 \text{ mm}$$

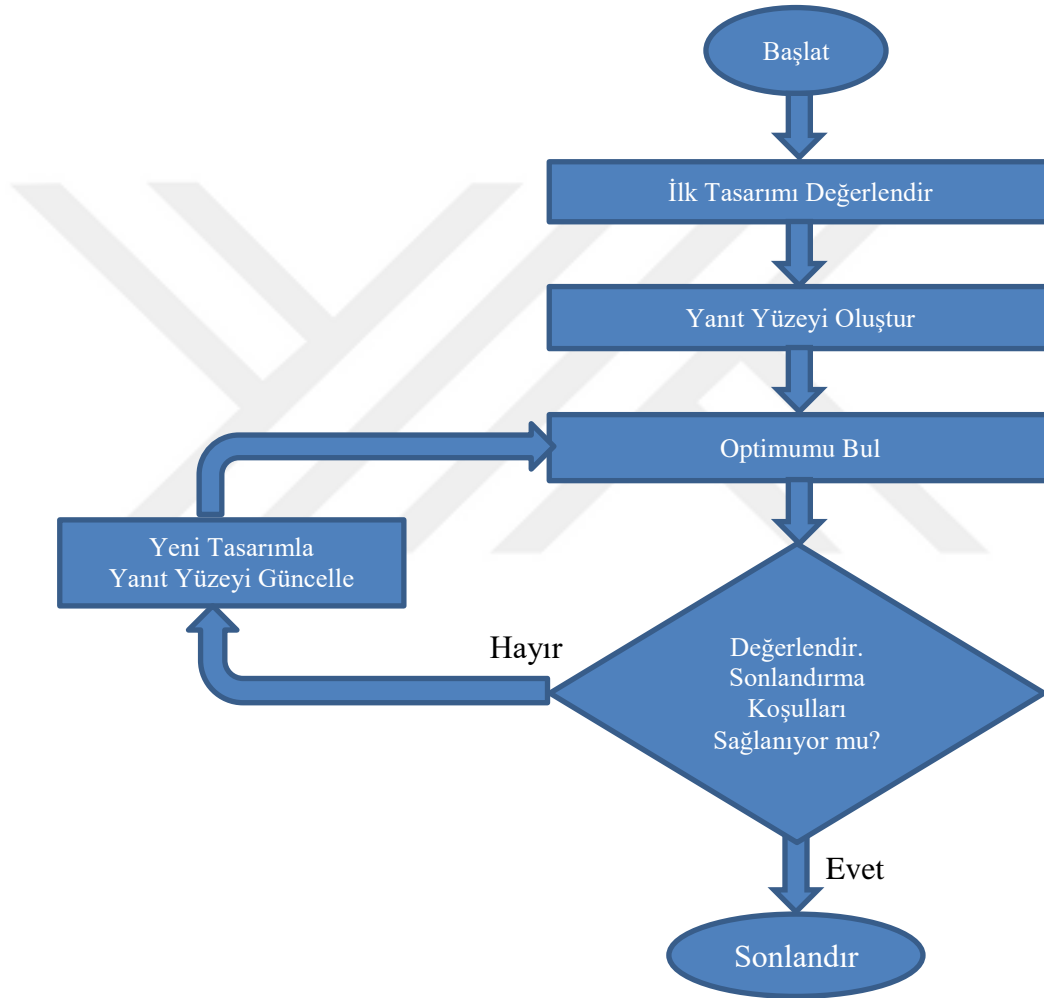
Burada t_{alt} ve $t_{üst}$ sırasıyla B-Sütunu alt ve üst kısımlarının et kalınlıkları, v_{max} referans düğüm noktalarının maksimum hızlarının ortalamasıdır. Maksimum ortalama çökme hızı için kısıt değeri referans aracın analizinden elde edilen sonuç olan 13 284 mm/s değerine göre bir miktar iyileştirme amaçlanarak seçilmiştir. Bu optimizasyon probleminin uygun bir yöntemle çözülmesi gerekmektedir. Literatürde bu gibi çarpışma problemlerinin çözümünde farklı yöntemler kullanılmaktadır. Shi ve ark. (2013) ön çarpışmada bir aracın ön yapısının tasarım optimizasyonu için ARSM yöntemini kullanmıştır. Pan ve ark. (2010) B-Sütunu üzerine yaptıkları çalışmada bir aracın yandan çarpışma ve tavan ezilmesi durumları için SQP yöntemini kullanarak optimizasyon çalışması yapmıştır. Araçlarda ön darbeye çarpışma enerjisini emme vazifesini üstlenen S şeklindeki kare kesitli tüp üzerine yapılan bir çalışmada bu yapının aksenal yük altındaki ezilme davranışı incelenmiş ve MFD yöntemi ile optimizasyonu yapılmıştır (Han ve Yamazaki 2001). TRB yapılı B-Sütunu için yapılan az sayıda çalışmadan birinde araç yandan çarpışma ve tavan ezilmesi için boyut optimizasyonu problemi tanımlanarak genetik algoritma yöntemi ile çözülmüştür (Yang ve ark. 2012). Tezin bu aşamasında bu optimizasyon yöntemleri anlatılacak, bulgular bölümünde ise boyut optimizasyonu probleminin bahsi geçen yöntemlerle çözülmesiyle elde edilen sonuçlar karşılaştırılacaktır.

Adaptif yanıt yüzey yöntemi (ARSM-Adaptive Response Surface Method):

Bu yöntemde tasarım fonksiyonları deney noktalarından geçen doğrusal regresyon polinomları ile (bu çalışmada RBF kullanılarak) oluşturulmaktadır (Anonim 2014). Daha sonra yapay ısıtım algoritması ile optimum nokta bulunur ve sonuçlar değerlendirilir. Eğer optimum nokta yakınsama kriterini sağlamıyorsa ARSM tasarım uzayını daraltarak yeni bir yanıt yüzey oluşturur ve tekrar optimum noktayı hesaplar. ARSM bu döngüye yakınsama kriterlerinden biri karşılanana kadar devam eder (Wang ve ark. 2001). HyperStudy yazılımı aşağıdaki koşullardan biri sağlandığında ARSM optimizasyon sürecini sonlandırmaktadır:

- Yakınsama kriterlerinden biri sağlandığında.
- Maksimum kabul edilebilir analiz sayısına ulaşıldığında.
- Döngüde hata verdiğinde ve “optimizasyonu sonlandır” seçeneği aktif olduğunda (Anonim 2014).

ARSM akış diyagramı aşağıda verilmiştir.

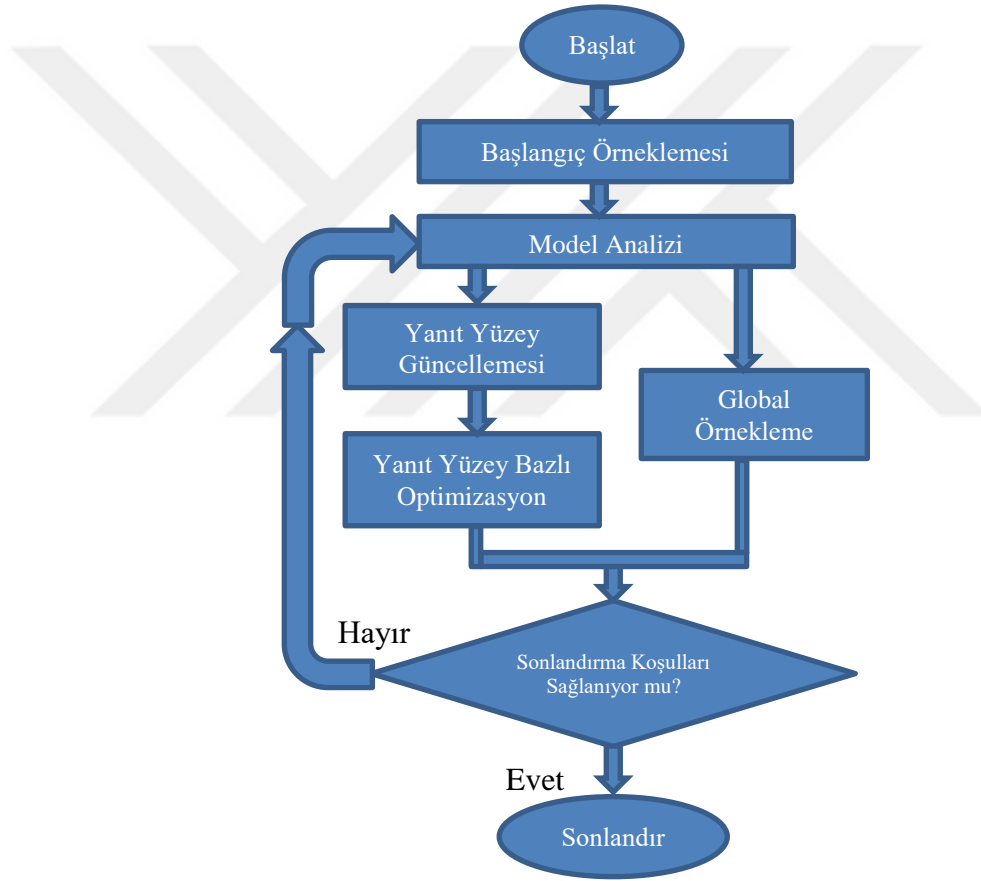


Şekil 3.21. Adaptif yanıt yüzey yöntemi akış diyagramı (Anonim 2014)

Global yanıt yüzey yöntemi (GRSM-Global Response Surface Method):

GRSM yöntemi tasarım değişkeni sayısı fazla olduğunda veya global bir optimuma ihtiyaç duyulduğunda ARSM yöntemi yerine tercih edilmektedir. Ponginan bu yöntemde öncelikle problem boyutundan bağımsız olarak tasarım uzayından az sayıda

örnek nokta seçilerek DOE yöntemi uygulandığını ve yanıt yüzeyi (bu çalışmada RBF ile) oluşturulduğunu belirtmiştir. Algoritma oluşturulan yüzeydeki optimum noktayı bulur ve sonraki iterasyona geçer. Sonraki iterasyonda önceki iterasyonda bulunan optimum noktalara ilave olarak tasarım uzayından yeni noktalar ekleyerek yanıt yüzeyi günceller ve algoritma bu defa bu yeni yüzeydeki optimumu bulur. GRSM kullanıcı tarafından belirlenen iterasyon sayısına ulaşana kadar bu döngüye devam eder. Global yanıt yüzey yöntemi tek ve çok amaçlı optimizasyon problemlerinde kullanılabilir. Şekil 3.22’de GRSM akış diyagramı verilmiştir (<http://www.altairuniversity.com/12128-one-click-optimization/>, 2017).



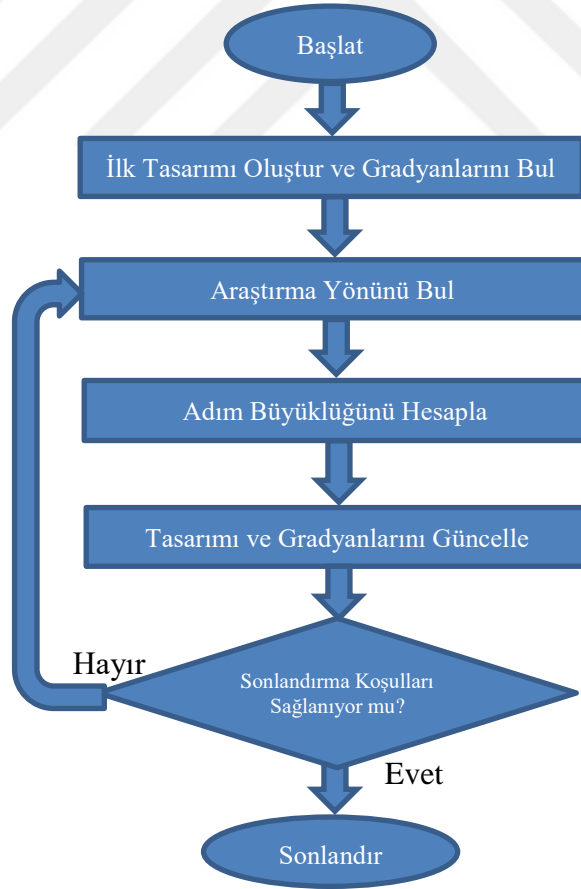
Şekil 3.22. Global yanıt yüzey yöntemi akış diyagramı (Anonim 2014)

Sıralı karesel programlama yöntemi (SQP-Sequential Quadratic Programming):

Bu yöntem gradyan bazlı iteratif bir nonlineer optimizasyon yöntemidir. SQP yönteminde (3.26) ve (3.27) denklemleri ikinci dereceden programlama ile

çözülmemektedir. Bu yöntemde her iterasyonda bulunan çözüm değeri sonraki iterasyonda kullanılır ve yakınsama sağlanana kadar işlemler bu şekilde devam eder. Dolayısıyla bu yönüyle nonlineer cebirsel denklem sistemlerinin nümerik çözümü için kullanılan Newton ve quasi-Newton yöntemlerine benzetilmektedir (https://www.math.uh.edu/~rohop/fall_06/Chapter4.pdf, 2017). SQP yönteminde her iterasyonda belli sayıda simülasyon gerçekleştirilir ve simülasyon sayısı tasarım değişkeni sayısına bağlıdır. Dolayısıyla tasarım değişkeni sayısı fazla olduğunda maliyetli bir yöntem olmaktadır. HyperStudy yazılımı şu koşullardan biri sağlandığında SQP optimizasyon sürecini sonlandırır:

- Yakınsama kriterlerinden biri sağlandığında.
- Maksimum kabul edilebilir iterasyon sayısına ulaşıldığında.
- Döngüde hata verdiğinde (“optimizasyonu sonlandır” seçeneği aktifse) (Anonim 2014). Şekil 3.23’de SQP akış diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.23. SQP akış diyagramı (Anonim 2014)

Uygun yönler yöntemi (MFD-Method of Feasible Directions):

MFD yöntemi tüm kısıtları sağlayan bir başlangıç noktasının seçilerek aşağıdaki iteratif denklem ile daha iyi bir noktaya gidilmesi esasına dayanmaktadır:

$$x_{i+1} = x_i + \lambda S_i \quad (3.28)$$

(3.28) denkleminde;

x_i : i . iterasyon için başlangıç noktası,

λ : Adım büyüklüğü

S_i : Arama yönü

x_{i+1} : i . iterasyon sonunda elde edilen nokta.

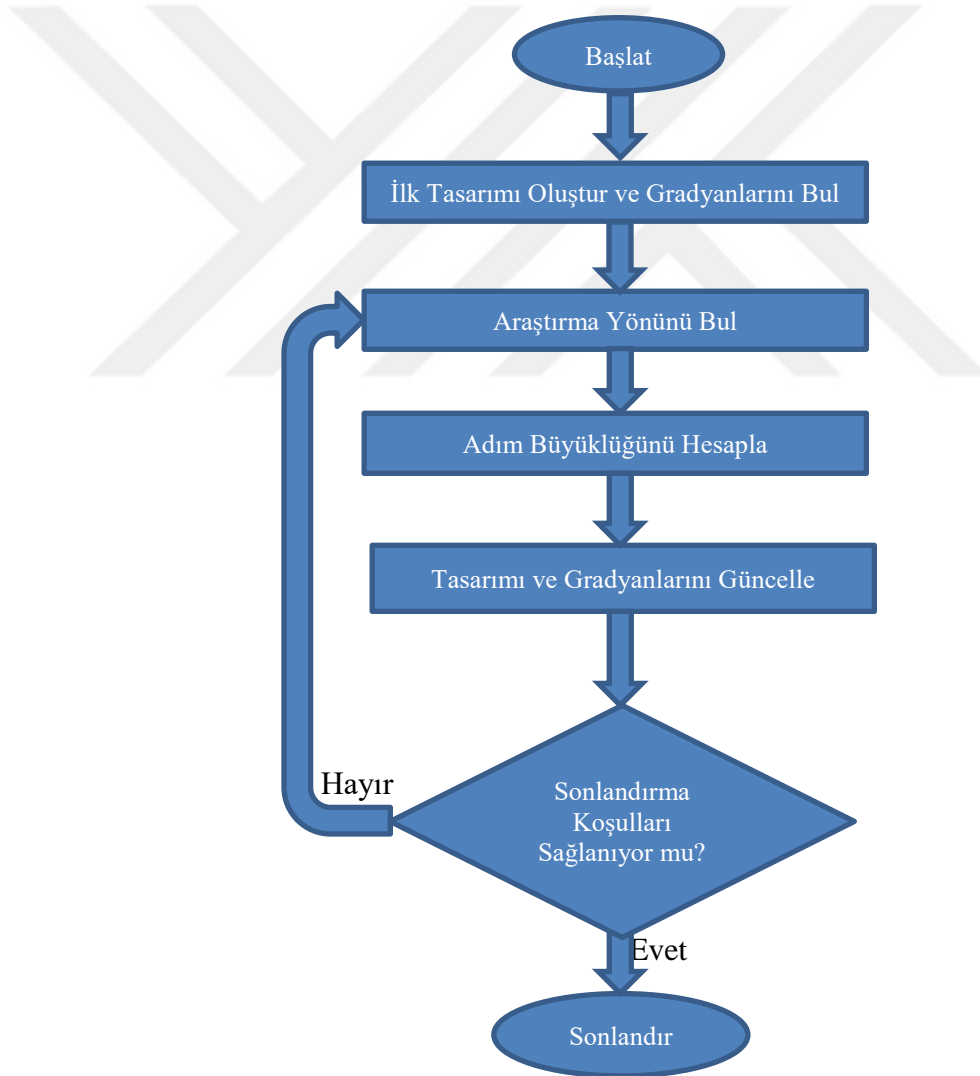
Adım büyüklüğü λ , x_{i+1} değerinin uygun bölgede olacağı şekilde seçilmektedir. Arama yönü S_i şu şartları sağlayacak şekilde hesaplanır: (1) sınır şartlarını sağlamalı ve (2) o yönde gidildiğinde amaç fonksiyonunun değerini düşürmelidir. Bulunan x_{i+1} noktası sonraki iterasyonda başlangıç noktası olarak alınır ve iterasyonlara aynı şekilde devam edilir. (1) ve (2) şartlarını sağlayan hiçbir yön bulunamadığında bulunan nokta problemin lokal minimumudur. Eğer problem konveks bir yapıya sahip ise bu lokal minimum aynı zamanda global minimumdur. Yalnız (1) şartını sağlayan yöne uygun yön, (1) ve (2) şartlarını birlikte karşılayan yöne faydalı uygun yön adı verilmektedir. Bu sebeple bu yönteme uygun yönler yöntemi denilmiştir (Rao 2009).

MFD çok sayıda sınır şartına sahip problemler için verimli bir şekilde çalışmaktadır. Fakat genellikle SQP yöntemi daha doğru sonuçlar vermekte ve ARSM yöntemi de daha verimli bir şekilde çalışmaktadır. MFD yönteminde SQP yöntemine benzer şekilde her iterasyonda belli sayıda simülasyon gerçekleştirilir ve simülasyon sayısı tasarım değişkeni sayısına bağlıdır. Bu sebeple tasarım değişkeni sayısı fazla olduğunda maliyetli bir yöntem olmaktadır (Anonim 2014).

HyperStudy yazılımı aşağıdaki koşullardan biri sağlandığında MFD optimizasyon sürecini sonlandırır:

- Yakınsama kriterlerinden biri sağlanırsa,
- Döngüde hata verdiğinde ve “optimizasyonu sonlandır” seçeneği aktifse,
- Maksimum kabul edilebilir iterasyon sayısına ulaşırsa (Anonim 2014).

MFD yöntemi akış diyagramı Şekil 3.24’de verilmiştir. Bu yöntemin optimizasyon aşamaları SQP ile aynıdır. Yalnız arama yönü ve adım büyüklüğünün hesaplanması farklıdır (Anonim 2014).



Şekil 3.24. MFD akış diyagramı (Anonim 2014)

Genetik algoritma yöntemi (GA-Genetic Algorithm):

Genetik algoritma yöntemi çarpışma problemlerinde iyi sonuçlar vermesi sebebiyle yaygın olarak kullanılan bir sezgisel optimizasyon yöntemidir. Sezgisel optimizasyon yöntemleri hedefe ulaşmak için çeşitli alternatif hareketlerden etkili olanlara karar vererek optimizasyon yaparlar. Bu yöntemler yakınsama özelliğine sahip olmasına karşılık kesin çözümü garanti edemez, fakat kesin çözüm yakınındaki bir çözümü garanti edebilirler (Karaboğa 2014).

Genetik algoritmayı J.Holland bulmuştur. Bu yöntem tabii seçme ve canlılardaki genetik gelişimin simülasyonunu gerçekleştirmektedir. GA tasarım uzayındaki çözümlerden bir kısmını seçerek bir başlangıç popülasyonu oluşturmaktadır. Daha sonra bu başlangıç popülasyonu her jenerasyonda tabii seçme ve tekrar üreme işlemleri ile geliştirilir. En son jenerasyonun en uygun bireyi optimal çözümdür (Karaboğa 2014).

GA yöntemi doğal seçim ilkelerine dayanan bir arama ve global optimizasyon yöntemidir. Geleneksel optimizasyon yöntemlerinden bazı yönleriyle farklılık göstermektedir:

- Parametre kümesinin kendisini değil, kodlanmış biçimlerini kullanır.
- Olasılık kurallarına göre çalışır ve sadece amaç fonksiyonuna ihtiyaç duyar.
- GA tek bir tasarım üzerinden değil tasarım popülasyonu üzerinden çalışır.
- Genetik algoritmalar keşifçi yöntemler olarak sınıflandırılmaktadır (Anonim 2014, <http://necmi.home.uludag.edu.tr/>, 2017).

Genetik algoritmalar iteratif yöntemlerdir ve tasarım popülasyonu ile çalıştıklarından hesaplama maliyetleri yüksek yöntemlerdir. Ancak aşağıdaki durumlardan biri söz konusu olduğunda bu yöntemlerin kullanılması tasarımcıya avantaj sağlar:

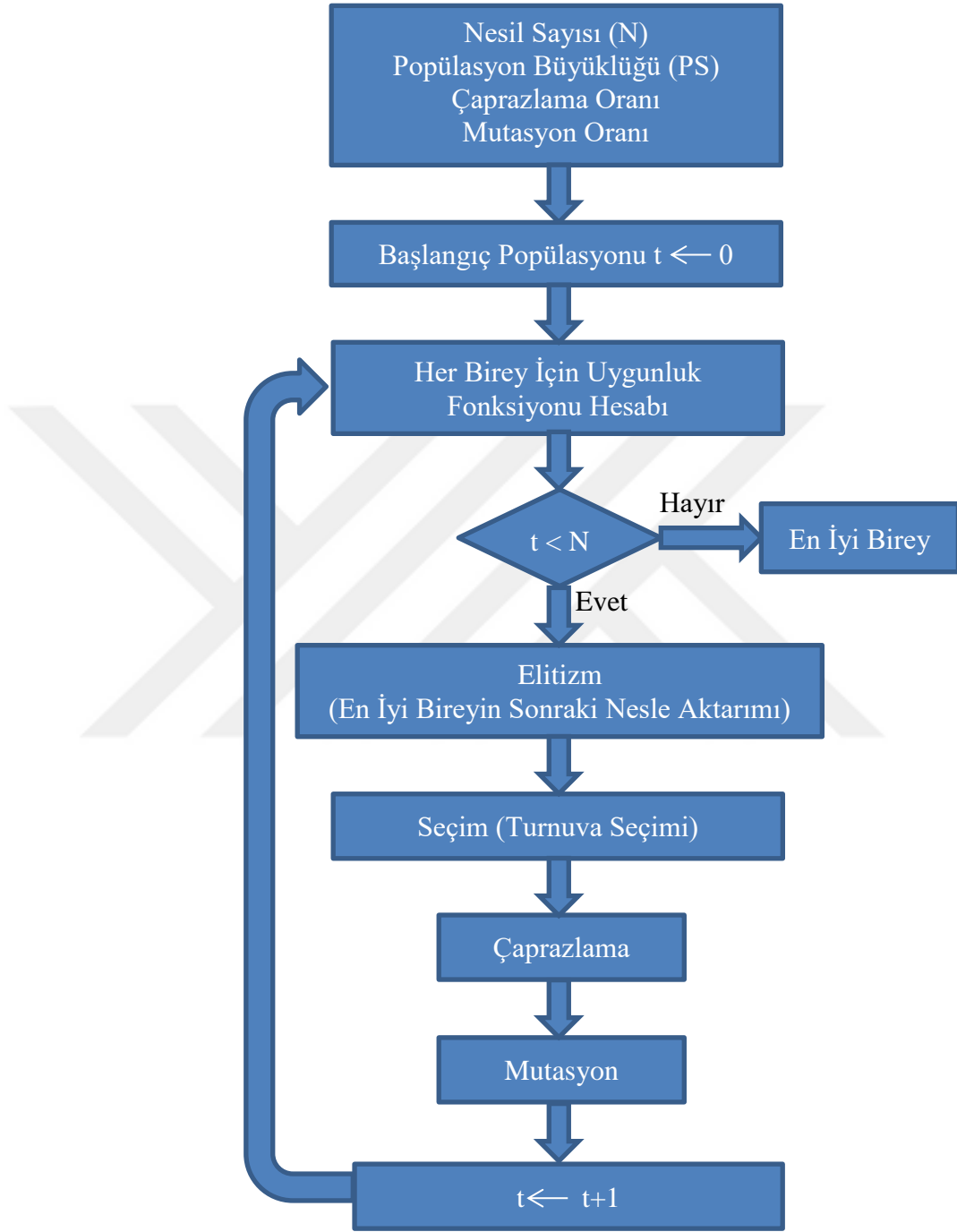
- Amaç fonksiyonu devamlı olmadığında yani türevi alınamadığında,
- Optimizasyon probleminde birçok lokal optimum nokta olduğunda,
- Parametre sayısı fazla olduğunda (<http://necmi.home.uludag.edu.tr/>, 2017).

Optimizasyon problemi analitik olarak çözülmek istendiğinde amaç ve kısıt fonksiyonları oluşturulurken genellikle çeşitli kabuller yapılmaktadır. Bu da problemin çözümünde belli bir hataya sebep olmaktadır. Bu hata genetik algoritma yönteminin bulacağı alt optimal çözümdeki hatadan daha fazla olabilmektedir (Karaboğa 2014). Bu durumda tasarımcı hangi optimizasyon yöntemini kullanacağına deneyimlerine dayanarak karar vermelidir.

Genetik algoritmalar şu işlem adımlarını takip eder:

1. n bireyli popülasyon rastgele oluşturulur.
2. Popülasyondaki her birey için uygunluk fonksiyonu hesaplanır.
3. Aşağıdaki adımlar yeni popülasyon oluşuncaya kadar tekrar edilir.
 - Popülasyon doluncaya kadar, iki kromozomun rastgele seçilerek en iyi uygunluk değerine sahip olanın seçilmesi,
 - Çaprazlama oranına göre iki kromozom arasında çaprazlama yapılarak iki yeni kromozom elde edilmesi,
 - Mutasyon oranına göre, seçilen kromozoma mutasyon uygulanması.
4. Sonraki iterasyon için eski nesil ile yeni nesil yer değiştirir.
5. Nesil sayısına ulaşıldı ise optimizasyon sonlandırılır, yoksa devam edilir.
6. İkinci adıma dönülür (<http://necmi.home.uludag.edu.tr/>, 2017).

Yukarıda anlatılan işlem adımları aşağıda akış diyagramı olarak verilmiştir.



Şekil 3.25. Genetik algoritma yöntemi akış diyagramı (<http://necmi.home.uludag.edu.tr/>, 2017)

HyperStudy yazılımında popülasyon büyüklüğü optimizasyon problemine bağlı olarak otomatik bir şekilde hesaplanmaktadır. Ancak kullanıcının manuel olarak girebilmesi olanağı da mevcuttur.

Yukarıda anlatılan optimizasyon yöntemlerine benzer şekilde aşağıdaki koşullardan biri sağlandığında HyperStudy yazılımı GA optimizasyon sürecini sonlandırır:

- Yakınsama kriterlerinden biri sağlanırsa,
- Maksimum iterasyon sayısına ulaşıldığında,
- Döngüde hata verdiğinde (“optimizasyonu sonlandır” seçeneği aktifse) (Anonim 2014).

3.2.2. İki malzemeli-tek amaçlı optimizasyon

Bu tez çalışması kapsamında referans araç modelindeki B-Sütunları yüksek mukavemetli düşük alaşımlı çelik (HSLA 340) malzemeden üretilmiştir. Tezin bu kısmında optimizasyona başlamadan önce B-Sütunu çarpışma performansında önemli bir iyileşme sağlamak amacıyla iki kısma ayrılmış olan B-Sütuna ultra yüksek mukavemetli çelik malzemeler atanarak yan darbe sonlu elemanlar modeli kurulacaktır.

İlk olarak referans araç modeli HyperCrash yazılımında Euro NCAP yan darbe test standartlarına uygun olarak simüle edilmiştir (bkz. Şekil 3.15). Bu amaçla B-Sütunu eleman tipi olarak 1 nolu kabuk eleman seçilmiş ve sac kalınlığı olarak referans araçtaki değer olan 1,1 mm alınmıştır. B-Sütunu çarpışma sırasında non-lineer deforme olacağı için özellik kartında non-lineer deformasyon opsiyonu seçilmiştir.

B-Sütunu malzeme kartı olarak Johnson-Cook elasto-plastik malzeme modeli seçilmiştir. B-Sütunu malzemesi olan HSLA 340 için malzeme kartına Çizelge 3.2’deki parametreler girilmiştir.

Çizelge 3.2. HSLA 340 malzeme için Johnson-Cook malzeme kartı parametreleri

HSLA 340 malzeme için Johnson Cook parametreleri	
Yoğunluk (ton/mm ³)	7,80E-09
Elastisite modülü (MPa)	200000
Poisson oranı	0,3
Akma gerilmesi (MPa) [<i>a</i>]	340
Sertleşme modülü (MPa) [<i>b</i>]	522,3
Sertleşme üssü [<i>n</i>]	0,6954

Araç ile rijit bariyer arasındaki temas için genel amaçlı temas kartı seçilmiş ve sürtünme katsayısı olarak 0,2 kabul edilmiştir.

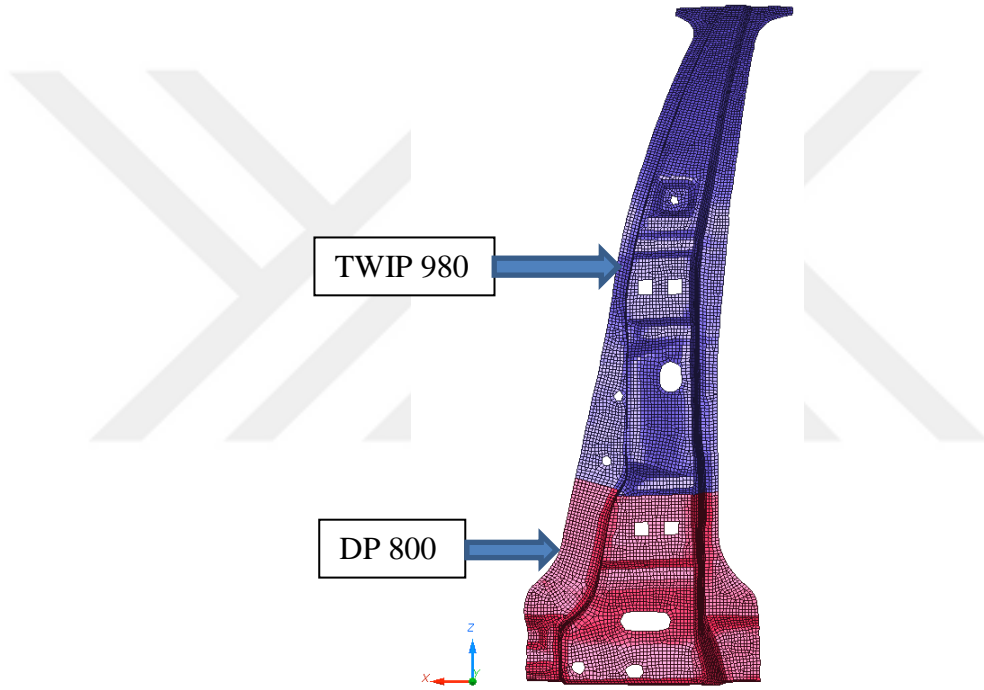
940 000 elemandan oluşan yan darbe modeli, çarpışma sırasında B-Sütunun absorbe ettiği maksimum enerjiyi ve maksimum çökme hızını hesaplayabilmek amacıyla 120 ms için çözdürülmüştür. 8 çekirdekli Intel i7 işlemciye sahip iş istasyonunda çözüm 21,5 saatte tamamlanmıştır.

Bu analizden sonra tasarım sürecini hızlandırmak için araç modelini sadeleştirme yoluna gidilmiştir. Bu amaçla araç yan çarpışma sonlu elemanlar modelinden B-Sütunu analiz sonuçlarına etki etmeyeceği düşünülen bazı araç yapısal elemanları çıkarılmış ve sonlu elemanlar modeli 630 000 elemana düşürülmüştür. Bu sayede çözüm süresi 16 saate indirgenmiştir. Referans araç modeline daha yakın sonuçlar elde edebilmek için aracın sadeleştirildiği kısımlara kütle ilavesi yapılarak analiz tekrarlanmıştır. Analizlerden elde edilen sonuçlar Bulgular bölümünde verilmiştir. Bundan sonraki analizlerde sadeleştirilmiş aracın sonlu elemanlar modeli kullanılacaktır.

İkizlenmeyle plastisite kazanan (TWinning Induced Plasticity, TWIP) çelikler yüksek mukavemetleri sebebiyle otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. WorldAutoSteel B-Sütunu üretiminde TWIP 980 çeliğinin kullanıldığını bildirmiştir (<http://www.worldautosteel.org/projects/advanced-high-strength-steel-application-guidelines/>, 2017). Bu tez çalışmasında TWIP 980 çeliği yüksek mukavemeti sebebiyle,

çarpışma sırasındaki çökme hızını düşürmek amacıyla, B-Sütunu üst bölgesinin tasarımında kullanılmıştır.

DP çelikler çarpışma enerjisini absorbe etme yeteneklerinden dolayı B-Sütunu gibi araç pasif güvelik elemanlarında yaygın olarak kullanılmaktadır (<http://automotive.arcelormittal.com/europe/products/ahss/dp/en>, 2017). Bu sebeple B-Sütunu alt bölgesi tasarımında çarpışma sırasında ortaya çıkan yüksek enerjiyi absorbe etmesi amacıyla DP 800 kullanılmıştır. TWIP 980 ve DP 800 çeliğinden tasarlanan TWB yapıları B-Sütunu Şekil 3.26'da verilmiştir.



Şekil 3.26. TWIP 980-DP 800 çeliğinden tasarlanan B-Sütunu

TWIP 980-DP 800 malzemedeki tasarlanmış olan B-Sütunu için tek amaçlı boyut optimizasyonu problemi amaç fonksiyonu için minimum ağırlık ve kısıt fonksiyonları olarak da absorbe edilen enerji ve maksimum ortalama çökme hızı kullanılarak aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$\text{Amaç: } \min \text{ ağırlık } w(t_{alt}, t_{üst}) \quad (3.29)$$

$$\text{Kısıtlar: absorbe edilen enerji } E(t_{alt}, t_{üst}) \geq 1464 J \quad (3.30)$$

$$\text{mak. ort. çökme hızı } v_{max}(t_{alt}, t_{üst}) \leq 13230 \text{ mm/s} \quad (3.31)$$

Tasarım parametreleri: $0,8 \leq t_{alt}, t_{üst} \leq 1,4 \text{ mm}$

Yukarıdaki denklemlerdeki kısıt değerleri olarak sadeleştirilmiş referans aracın (kütle ilavesi yapılan) analizinden elde edilen sonuçlar alınmıştır. Bu optimizasyon probleminin farklı yöntemler ile çözülmesinden elde edilen sonuçlar Bulgular bölümünde verilmiştir.

3.2.3. İki malzemeli-çok amaçlı optimizasyon

Herhangi bir sistemin tasarımında doğru tasarım amaçlarının belirlenmesi büyük önem arz etmektedir. Genellikle bu tasarım amaçları birden fazla olmaktadır. Bu aşamada çok amaçlı optimizasyon kavramı devreye girmektedir. Bu metodik yaklaşım çeşitli amaç fonksiyonları içeren problemleri eş zamanlı olarak çözme esasına dayanmaktadır. Ancak bu durumda amaç fonksiyonları arasında bir öncelik belirlenmesi gereksinimi ortaya çıkmaktadır (Messac 2015).

Genel bir çok amaçlı optimizasyon problemi şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\text{Amaç fonksiyonları: } f_k(x) \quad k = 1, \dots, r \quad (3.32)$$

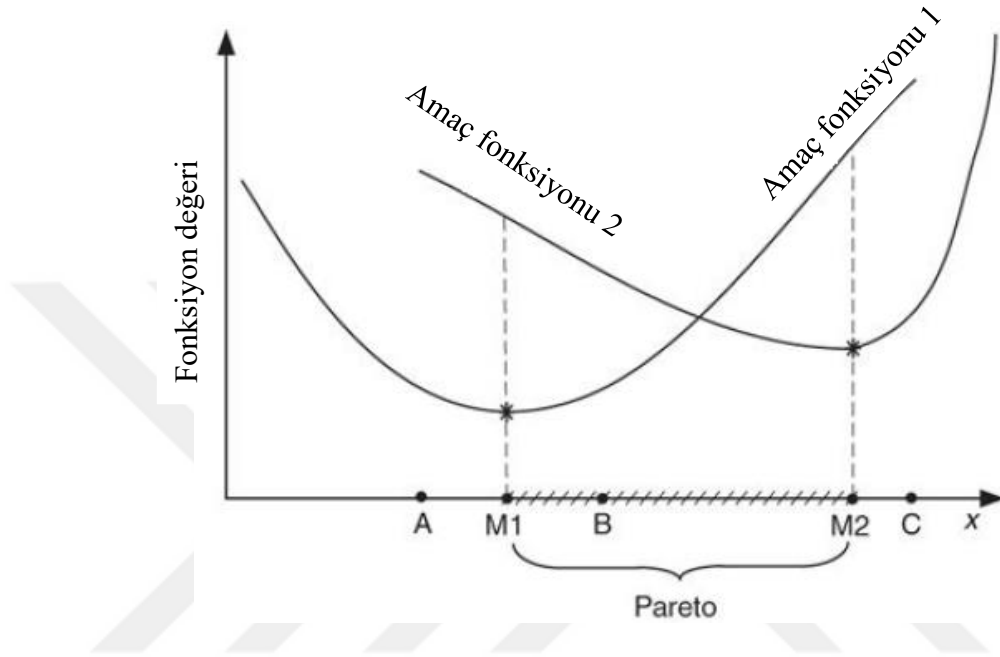
$$\text{Kısıt fonksiyonları: } G_i(x) = 0 \quad i = 1, \dots, n \quad (3.33)$$

$$G_i(x) \leq 0 \quad i = n + 1, \dots, m \quad (3.34)$$

Tasarım değişkenleri: $x_1 \leq x \leq x_j$.

Pareto optimal çözüm:

Çok amaçlı optimizasyon problemlerinin çözümünde genellikle tek bir çözüm olmaz; bunun yerine Pareto optimal çözümler adı verilen çözüm seti elde edilir. Bu kavramın anlaşılabilmesi için Şekil 3.27 verilmiş olsun (Messac 2015).

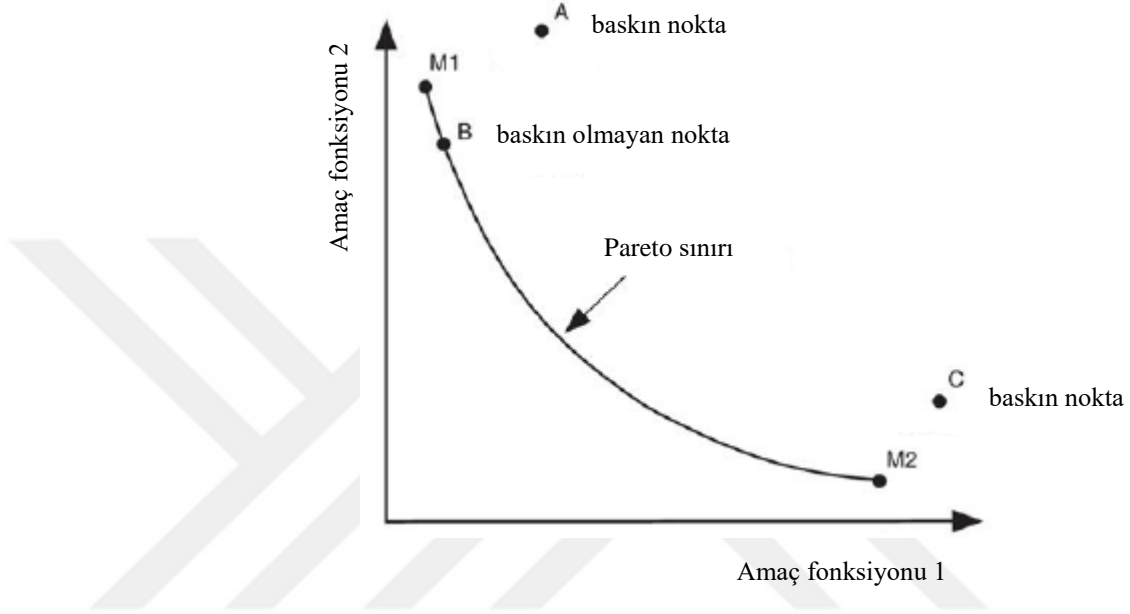


Şekil 3.27. Çok amaçlı optimizasyon (Messac 2015'den değiştirilerek alınmıştır)

Şekilde görülen çok amaçlı optimizasyon problemi kısıt içermeyen, tek tasarım değişkenine sahip (x) iki amaç fonksiyonlu bir problem olsun. Burada her iki amaç fonksiyonu da minimize edilmek istenmektedir. Eğer bu fonksiyonlar birbirinden bağımsız olarak optimize edilecek olursa şekilde yıldızla gösterilen fonksiyonların minimum değerleri elde edilir. Amaç fonksiyonu 1'in minimumu olan M1 noktasından başlanarak Amaç fonksiyonu 2'nin daha düşük değerde olduğu B noktasına ilerlendiğinde Amaç fonksiyonu 1'in değeri artmaktadır. Bu durum M1 ve M2 arasındaki tüm noktalarda geçerlidir. Dolayısıyla bu aralıkta amaç fonksiyonlarından birinin değeri iyileşirken diğerinin değeri kötüleşmektedir. Bu sebeple bu noktalara Pareto optimal çözümler veya baskın olmayan çözümler denmektedir. Şekil 3.27'de görülen A noktasının sağına doğru ilerledikçe her iki fonksiyonun değeri de azalmaktadır. Bu tip noktalara Pareto olmayan veya baskın çözümler denmektedir. Aynı durum C noktası için de geçerlidir (Messac 2015).

Pareto sınırı:

Şekil 3.27’de görülen tüm tasarım noktaları (M1, M2, A, B, C) amaç fonksiyonu değerleriyle tek bir grafikte gösterildiğinde Şekil 3.28’de görüldüğü gibi bir grafik elde edilir (Messac 2015).



Şekil 3.28. Pareto sınırı (Messac 2015)

Burada M1 Amaç fonksiyonu 1’in, M2 Amaç fonksiyonu 2’nin minimum değerleridir. A ve C noktaları baskın çözümler, B noktası ise baskın olmayan çözümdür. Tasarımcı bu grafiği inceleyerek hangi amaç fonksiyonuna öncelik veriyorsa ona uygun bir nokta seçer ve Şekil 3.27’den o noktaya karşılık gelen tasarım değişkeni x ’i bulmuş olur (Messac 2015).

TWIP 980-DP 800 malzemedan tasarlanmış olan B-Sütunu için çok amaçlı boyut optimizasyonu problemi amaç fonksiyonları olarak minimum ağırlık ve maksimum absorbe edilen enerji; kısıt fonksiyonu olarak da maksimum ortalama çökme hızı kullanılarak aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$\text{Amaç: min ağırlık } w(t_{alt}, t_{üst}) \quad (3.35)$$

$$\text{mak. absorbe edilen enerji } E(t_{alt}, t_{üst}) \quad (3.36)$$

$$\text{Kısıt: mak. ort. çökme hızı } v_{max}(t_{alt}, t_{üst}) \leq 13\,230 \text{ mm/s} \quad (3.37)$$

$$\text{Tasarım parametreleri: } 0,8 \leq t_{alt}, t_{üst} \leq 1,4 \text{ mm}$$

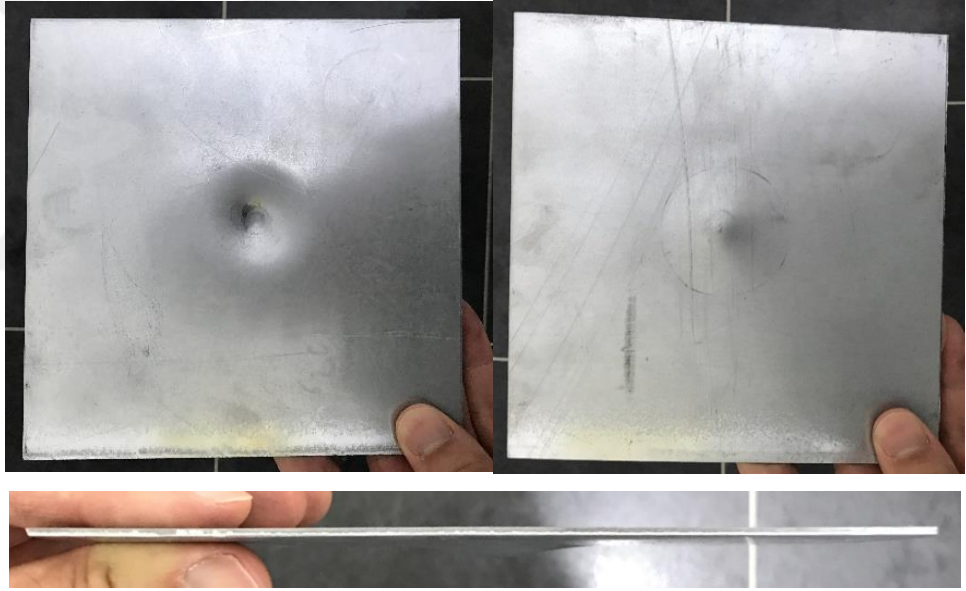
Denklem 3.37'deki kısıt değeri olarak sadeleştirilmiş referans aracın (kütle ilave edilmiş) analizinden elde edilen sonuç alınmıştır. Tasarım fonksiyonlarının oluşturulmasında tek amaçlı optimizasyon probleminde olduğu gibi tam faktöriyel DOE ve RBF yöntemleri kullanılmıştır. Bu çok amaçlı optimizasyon problemi çarpışma problemlerinde kullanılan çok amaçlı genetik algoritma yöntemi ile çözülmüş ve elde edilen sonuçlar Bulgular bölümünde verilmiştir.

4. BULGULAR

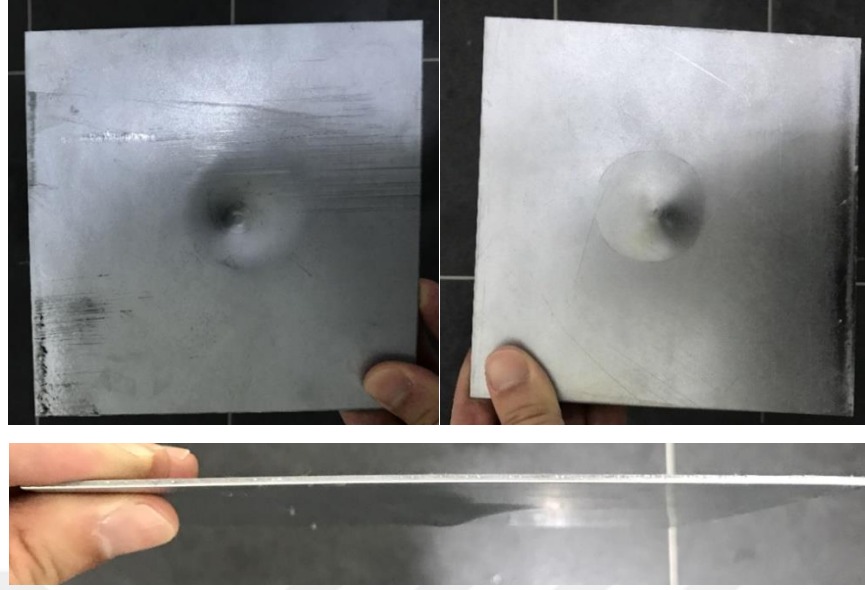
Bu kısımda düşen ağırlık darbe test ve simülasyonları, araç yan darbe analizleri ve optimizasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlar verilmiştir.

4.1. Düşen Ağırlık Darbe Test Bulguları

Düşen ağırlık darbe testleri sabit kütlede fakat çarpma anındaki hız değerleri, dolayısıyla darbe enerjisi değerleri artırılarak tekrarlanmış ve malzeme hasara uğradığında testler kesilmiştir. Malzemenin hasara uğramadığı hız değerlerinde yapılan testler sonucunda numunenin uğradığı deformasyonlar Şekil 4.1 ve 4.2'de görülmektedir.

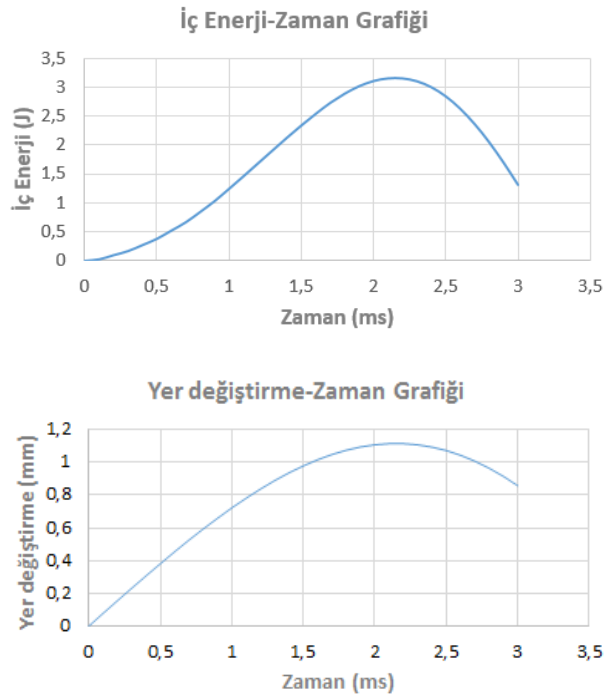


Şekil 4.1. 0,78 m/s çarpma hızında DP 600 sacda meydana gelen deformasyonlar

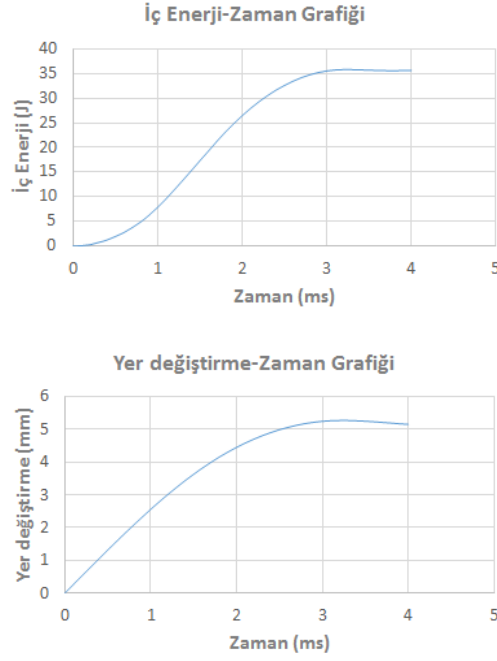


Şekil 4.2. 2,65 m/s çarpma hızında DP 600 sacda meydana gelen deformasyonlar

0,78 m/s ve 2,65 m/s çarpma hızlarında test cihazı yazılımının verdiği verilerden elde edilen sacda depolanan iç enerji-zaman ve sacın deformasyon-zaman grafikleri Şekil 4.3 ve 4.4'de verilmiştir (Öztürk ve Öztürk 2016).



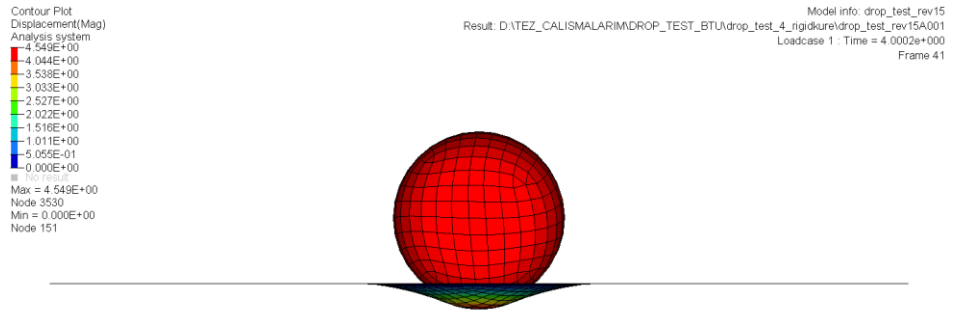
Şekil 4.3. 0,78 m/s çarpma hızında iç enerji-zaman ve deformasyon-zaman grafikleri (Öztürk ve Öztürk 2016)



Şekil 4.4. 2,65 m/s çarpma hızında iç enerji-zaman ve deformasyon-zaman grafikleri (Öztürk ve Öztürk 2016)

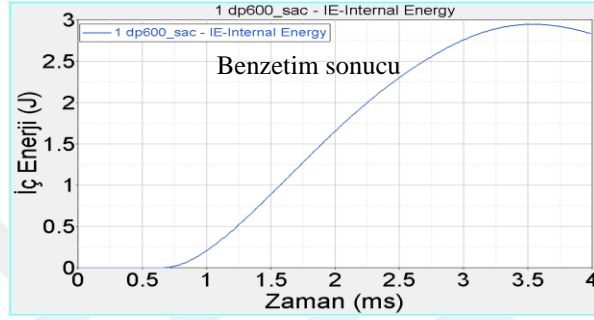
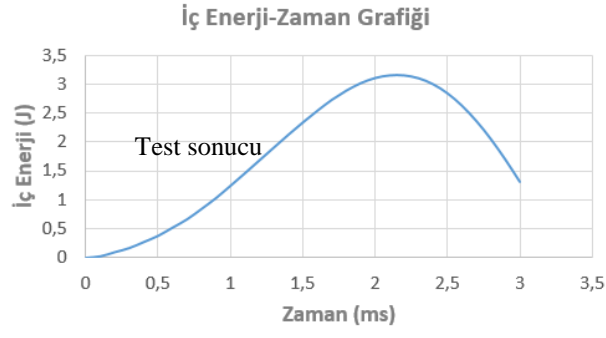
4.2. Düşen Ağırlık Darbe Test Benzetimi Bulguları

Düşen ağırlık darbe test benzetimi için kurulan modelin düşen ağırlık darbe testi ile aynı kütle ve hız değerleri için analizleri yapılmış ve örnek bir simülasyon sonucu Şekil 4.5’de verilmiştir. Analizlerde sac numune için Johnson Cook malzeme kartı kullanılmıştır.

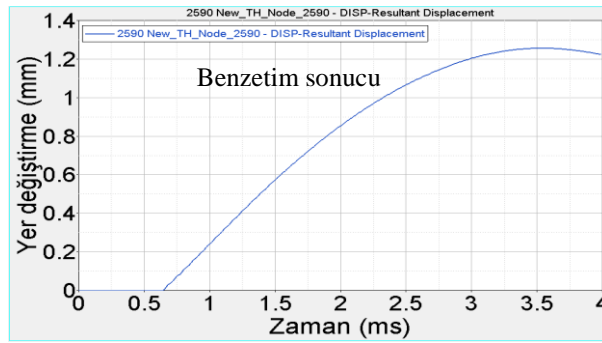
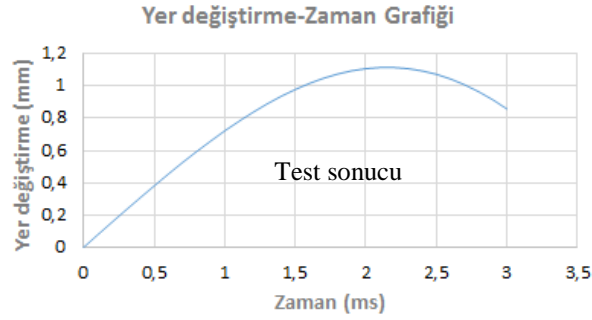


Şekil 4.5. 2,65 m/s çarpışma hızı için 4.ms deki deformasyonlar

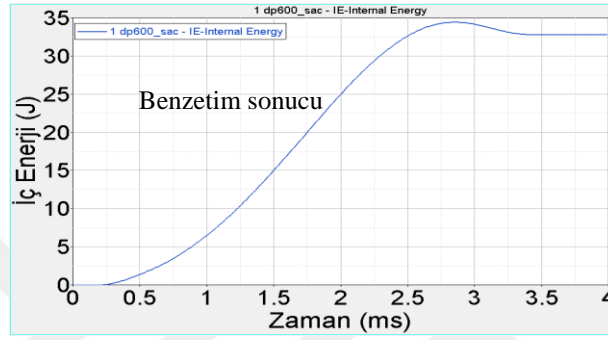
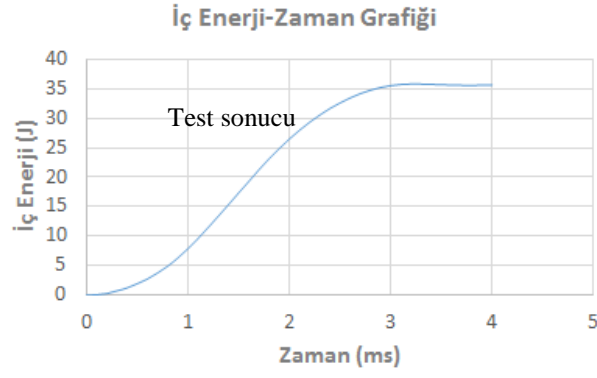
Şekil 4.6, 4.7, 4.8 ve 4.9’da test ve benzetim sonucu elde edilen iç enerji-zaman ve deformasyon-zaman grafikleri karşılaştırılmıştır.



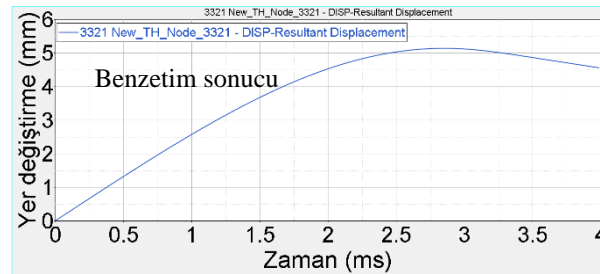
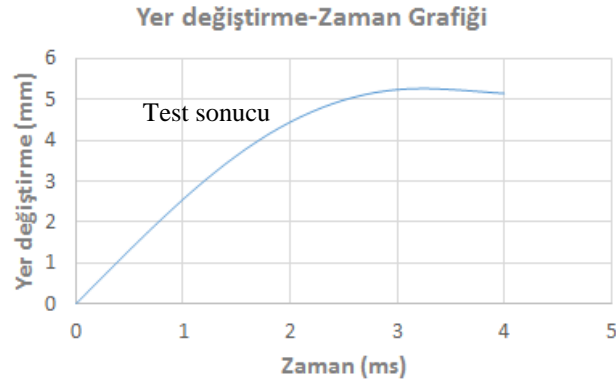
Şekil 4.6. 0,78 m/s çarpma hızında test ve benzetim için iç enerji-zaman grafikleri



Şekil 4.7. 0,78 m/s çarpma hızında test ve benzetim için deformasyon-zaman grafikleri



Şekil 4.8. 2,65 m/s çarpma hızında test ve benzetim için iç enerji-zaman grafikleri

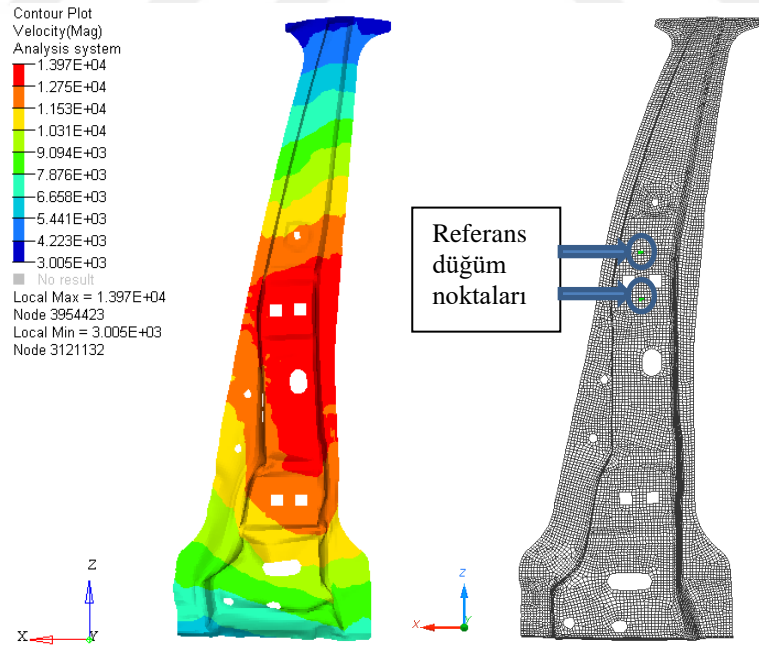


Şekil 4.9. 2,65 m/s çarpma hızında test ve benzetim için deformasyon-zaman grafikleri

Düşen ağırlık darbe testinde rijit küresel ucun sac numuneye çarpma anındaki kinetik enerjisi sac numune tarafından deformasyona uğrayarak absorbe edilmiştir. Yukarıdaki iç-enerji zaman ve yer değiştirme-zaman grafikleri incelenecek olursa test ve benzetim sonuçlarının benzerlik gösterdiği görülür. Elde edilen korelasyon yeterli kabul edilerek araç çarpışma simülasyonunda B-Sütunu malzeme tanımlamasında Johnson-Cook malzeme modeli kullanılmıştır.

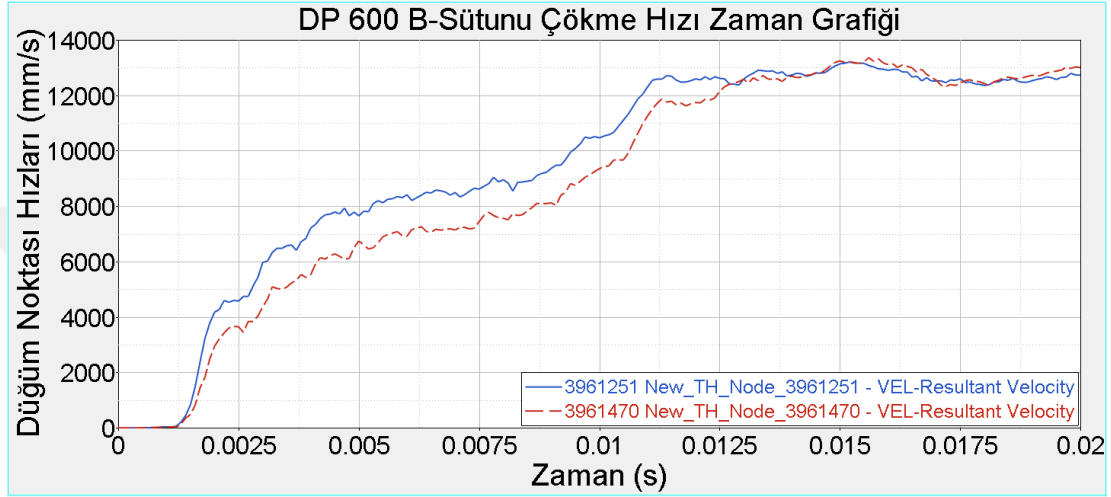
4.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Araç Yan Çarpışma Analizlerinden Elde Edilen Bulgular

DP 600 B-Sütunu üzerinde meydana gelen maksimum hızları bulabilmek amacıyla Şekil 3.15’de görülen araç yan darbe sonlu elemanlar modeli için çözüm aralığı olarak 20 ms alınmıştır. 940 000 elemana sahip bu sonlu elemanlar modeli Radioss yazılımı ile 8 çekirdekli Intel i7 işlemciye sahip iş istasyonunda 3,5 saatte çözülmüştür. Analiz sonucunda B-Sütunun baş ve göğüs gibi vücudun kritik noktalarına karşılık gelen kısımlarında maksimum hızların elde edildiği andaki çökme hız dağılımı Şekil 4.10’da verilmiştir.



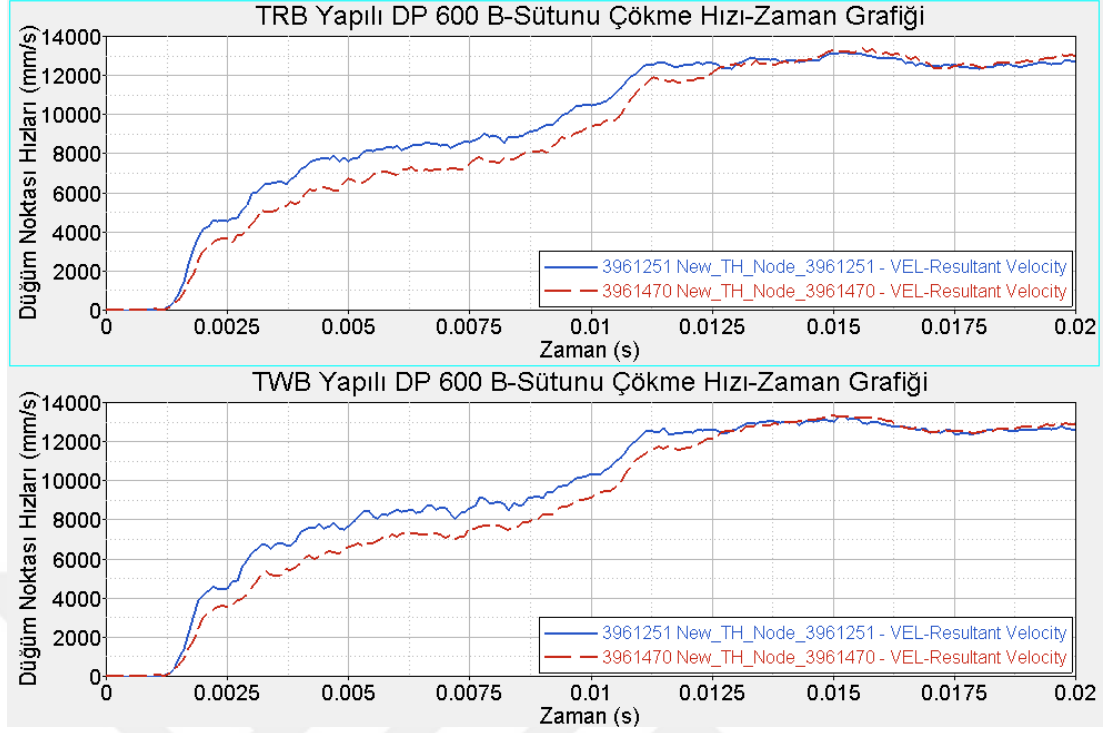
Şekil 4.10. 16. ms’de mm/s cinsinden DP 600 B-sütunu hız dağılımı ve referans düğüm noktalarının konumları (Öztürk ve Öztürk 2016)

Şekil 4.10’da görüldüğü üzere maksimum hızlar B-Sütunu orta kısmında meydana gelmiş olup ilk aşamada bu hızlardan yararlanarak tek malzemeli ve tek amaçlı optimizasyon çalışması yapılmıştır. Burada literatürde daha önce yapılan çalışmalardan farklı olarak optimizasyon çalışmasında daha sağlıklı sonuçlar elde edilebilmesi için kısıt fonksiyonlarının tanımlanmasında kullanılmak üzere 2 düğüm noktası seçilmiştir. Şekil 4.11’de referans düğüm noktalarının hız-zaman grafiği verilmiştir.



Şekil 4.11. DP 600 B-Sütunu için referans düğüm noktalarının hız-zaman grafiği (Öztürk ve Öztürk 2016)

Analizden elde edilen sonuçlar değerlendirilerek ve sürücü ile yolcuların araç içindeki konumları göz önüne alınarak B-Sütunu iki kısma ayrılmıştır. Optimizasyon aşamasına geçmeden önce TRB ve TWB yapılı B-Sütunları için (bkz. Şekil 3.16) çarpışma analizleri yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Literatürde ilk kez ayrık çalışmalar yerine birkaç farklı yaklaşım bir araya getirilerek değerlendirmeler yapılmıştır. Euro NCAP yan darbe test standartlarına uygun olarak yapılan çarpışma analizlerinden elde edilen sonuçlar Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.12. TRB ve TWB yapıları DP 600 B-Sütunu referans düğüm noktalarının hız-zaman grafikleri

Şekil 4.12 incelendiğinde çökme hızları birbirine yakın olmasına rağmen TRB yapıları B-Sütunu için düğüm noktalarının maksimum hızlarının ortalaması 13284 mm/s ve TWB yapıları B-Sütunu için düğüm noktalarının maksimum hızlarının ortalaması 13316 mm/s olarak bulunmuştur. TRB yapıları B-Sütunu çökme hızı daha düşük olduğundan optimizasyon çalışmasında bu B-Sütunu tasarımı kullanılmıştır.

4.4. Araç Çarpışma Optimizasyonundan Elde Edilen Bulgular

Bu kısımda farklı B-Sütunu tasarımları için tek ve çok amaçlı optimizasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlar verilmiştir.

4.4.1. Tek malzemeli-tek amaçlı optimizasyondan elde edilen bulgular

Boyut optimizasyonu sürecinde ilk aşamada deney tasarımı çalışması yapılmıştır. TRB yapıları DP 600 B-Sütuna DOE yöntemi uygulanarak elde edilen analiz sonuçları Çizelge 4.1’de verilmiştir (Öztürk ve Öztürk 2016).

Çizelge 4.1. DP 600 B-Sütunu için DOE değişkenleri ve analiz sonuçları (Öztürk ve Öztürk 2016)

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	0.9000000	0.9000000	0.0021941	13212.653
2	0.9000000	1.1000000	0.0024744	13087.394
3	0.9000000	1.3000000	0.0027548	13171.441
4	1.1000000	0.9000000	0.0024013	13363.884
5	1.1000000	1.1000000	0.0026817	13284.550
6	1.1000000	1.3000000	0.0029620	13290.208
7	1.3000000	0.9000000	0.0026086	13387.395
8	1.3000000	1.1000000	0.0028889	13308.289
9	1.3000000	1.3000000	0.0031692	13150.837

Çizelge 4.1’de kütle B-Sütunu alt ve üst kısımlarının toplam külesi ve maksimum ortalama çökme hızı referans düğüm noktalarının maksimum hızlarının ortalamasıdır. Bu tabloda verilen DOE sonuçlarından yararlanarak tasarım fonksiyonları oluşturulmak suretiyle boyut optimizasyonu problemi kurulabilir. Bu aşamada B-Sütunu toplam külesi ve B-Sütunu maksimum çökme hızı için tasarım fonksiyonları farklı yöntemlerle oluşturulmuş ve sonuçlar aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 4.2. DP 600 B-Sütunu için en küçük kareler regresyon yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı (Öztürk ve Öztürk 2016)

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)-LSR	Hata (mm/s)	Hata (%)
1	0.9000000	0.9000000	13212.653	13178.898	33.755167	0.2554761
2	0.9000000	1.1000000	13087.394	13133.168	-45.774000	-0.3497564
3	0.9000000	1.3000000	13171.441	13159.422	12.018833	0.0912492
4	1.1000000	0.9000000	13363.884	13383.452	-19.568333	-0.1464270
5	1.1000000	1.1000000	13284.550	13288.886	-4.3360000	-0.0326394
6	1.1000000	1.3000000	13290.208	13266.304	23.904333	0.1798643
7	1.3000000	0.9000000	13387.395	13401.582	-14.186833	-0.1059716
8	1.3000000	1.1000000	13308.289	13258.179	50.110000	0.3765322
9	1.3000000	1.3000000	13150.837	13186.760	-35.923167	-0.2731626

Çizelge 4.3. DP 600 B-Sütunu için en küçük kareler regresyon yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Kütle (ton)-LSR	Hata (ton)	Hata (%)
1	0.9000000	0.9000000	0.0021941	0.0021941	0.0000000	0.0000000
2	0.9000000	1.1000000	0.0024744	0.0024744	0.0000000	0.0000000
3	0.9000000	1.3000000	0.0027548	0.0027548	0.0000000	0.0000000
4	1.1000000	0.9000000	0.0024013	0.0024013	0.0000000	0.0000000
5	1.1000000	1.1000000	0.0026817	0.0026817	0.0000000	0.0000000
6	1.1000000	1.3000000	0.0029620	0.0029620	0.0000000	0.0000000
7	1.3000000	0.9000000	0.0026086	0.0026086	0.0000000	0.0000000
8	1.3000000	1.1000000	0.0028889	0.0028889	0.0000000	0.0000000
9	1.3000000	1.3000000	0.0031692	0.0031692	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.2 incelendiğinde en büyük hatanın %0,38 ile sekizinci simülasyonda meydana geldiği görülebilir. Regresyon eğrisinin (burada yüzey) deneylere ne ölçüde uyduğunu gösteren determinasyon katsayısı (coefficient of determination) ise yine bu yöntemde B-Sütunu maksimum ortalama çökme hızı için 0,90 olarak bulunmuştur. Toplam B-Sütunu kütlesi için ise regresyon yüzeyi deney tasarımı yanıtlarının üzerinden tam olarak geçtiğinden determinasyon katsayısı 1'dir.

Çizelge 4.4. DP 600 B-Sütunu için hareketli en küçük kareler yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı (Öztürk ve Öztürk 2016)

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)-MLSM	Hata (mm/s)	Hata (%)
1	0.9000000	0.9000000	13212.653	13210.807	1.8460000	0.0139715
2	0.9000000	1.1000000	13087.394	13091.706	-4.3120000	-0.0329477
3	0.9000000	1.3000000	13171.441	13168.126	3.3150000	0.0251681
4	1.1000000	0.9000000	13363.884	13365.482	-1.5980000	-0.0119576
5	1.1000000	1.1000000	13284.550	13285.221	-0.6710000	-0.0050510
6	1.1000000	1.3000000	13290.208	13287.304	2.9040000	0.0218507
7	1.3000000	0.9000000	13387.395	13387.328	0.0670000	5.00e-04
8	1.3000000	1.1000000	13308.289	13302.671	5.6180000	0.0422143
9	1.3000000	1.3000000	13150.837	13157.628	-6.7910000	-0.0516393

Çizelge 4.5. DP 600 B-Sütunu için hareketli en küçük kareler yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Kütle (ton)- MLSM	Hata (ton)	Hata (%)
1	0.9000000	0.9000000	0.0021941	0.0021941	0.0000000	0.0000000
2	0.9000000	1.1000000	0.0024744	0.0024744	0.0000000	0.0000000
3	0.9000000	1.3000000	0.0027548	0.0027548	0.0000000	0.0000000
4	1.1000000	0.9000000	0.0024013	0.0024013	0.0000000	0.0000000
5	1.1000000	1.1000000	0.0026817	0.0026817	0.0000000	0.0000000
6	1.1000000	1.3000000	0.0029620	0.0029620	0.0000000	0.0000000
7	1.3000000	0.9000000	0.0026086	0.0026086	0.0000000	0.0000000
8	1.3000000	1.1000000	0.0028889	0.0028889	0.0000000	0.0000000
9	1.3000000	1.3000000	0.0031692	0.0031692	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.4 incelendiğinde en büyük hatanın -%0,05 ile dokuzuncu simülasyonda meydana geldiği görülmektedir. Determinasyon katsayısı B-Sütunu toplam kütlesi için 1 ve B-Sütunu maksimum çökme hızı için 0,998 olduğundan bu yöntemle elde edilen sonuçların LSR yönteminde elde edilen sonuçlara kıyasla daha iyi olduğu sonucuna varılabilir.

Çizelge 4.6. DP 600 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı (Öztürk ve Öztürk 2016)

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)-HK	Hata (mm/s)	Hata (%)
1	0.9000000	0.9000000	13212.653	13212.638	0.0150000	1.14e-04
2	0.9000000	1.1000000	13087.394	13089.458	-2.0640000	-0.0157709
3	0.9000000	1.3000000	13171.441	13171.438	0.0030000	2.28e-05
4	1.1000000	0.9000000	13363.884	13364.644	-0.7600000	-0.0056870
5	1.1000000	1.1000000	13284.550	13284.554	-0.0040000	-3.01e-05
6	1.1000000	1.3000000	13290.208	13288.805	1.4030000	0.0105566
7	1.3000000	0.9000000	13387.395	13387.405	-0.0100000	-7.47e-05
8	1.3000000	1.1000000	13308.289	13305.582	2.7070000	0.0203407
9	1.3000000	1.3000000	13150.837	13150.858	-0.0210000	-1.60e-04

Çizelge 4.7. DP 600 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Kütle (ton)-HK	Hata (ton)	Hata (%)
1	0.9000000	0.9000000	0.0021941	0.0021941	0.0000000	0.0000000
2	0.9000000	1.1000000	0.0024744	0.0024744	0.0000000	0.0000000
3	0.9000000	1.3000000	0.0027548	0.0027548	0.0000000	0.0000000
4	1.1000000	0.9000000	0.0024013	0.0024013	0.0000000	0.0000000
5	1.1000000	1.1000000	0.0026817	0.0026817	0.0000000	0.0000000
6	1.1000000	1.3000000	0.0029620	0.0029620	0.0000000	0.0000000
7	1.3000000	0.9000000	0.0026086	0.0026086	0.0000000	0.0000000
8	1.3000000	1.1000000	0.0028889	0.0028889	0.0000000	0.0000000
9	1.3000000	1.3000000	0.0031692	0.0031692	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.6'dan görüleceği üzere en büyük hata %0,02 ile sekizinci simülasyonda meydana gelmektedir. B-Sütunu toplam kütlesi için determinasyon katsayısı 1 ve B-Sütunu maksimum çökme hızı için ise 0,9998 olduğundan bu yöntemle elde edilen sonuçlar LSR ve MLSM yönteminde elde edilen sonuçlardan daha iyidir.

Çizelge 4.8. DP 600 B-Sütunu için Radyal Bazlı Fonksiyon yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı (Öztürk ve Öztürk 2016)

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)-RBF	Hata (mm/s)	Hata (%)
1	0.9000000	0.9000000	13212.653	13212.653	0.0000000	0.0000000
2	0.9000000	1.1000000	13087.394	13087.394	0.0000000	0.0000000
3	0.9000000	1.3000000	13171.441	13171.441	0.0000000	0.0000000
4	1.1000000	0.9000000	13363.884	13363.884	0.0000000	0.0000000
5	1.1000000	1.1000000	13284.550	13284.550	0.0000000	0.0000000
6	1.1000000	1.3000000	13290.208	13290.208	0.0000000	0.0000000
7	1.3000000	0.9000000	13387.395	13387.395	0.0000000	0.0000000
8	1.3000000	1.1000000	13308.289	13308.289	0.0000000	0.0000000
9	1.3000000	1.3000000	13150.837	13150.837	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.9. DP 600 B-Sütunu için Radyal Bazlı Fonksiyon yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Kütle (ton)-RBF	Hata (ton)	Hata (%)
1	0.9000000	0.9000000	0.0021941	0.0021941	0.0000000	0.0000000
2	0.9000000	1.1000000	0.0024744	0.0024744	0.0000000	0.0000000
3	0.9000000	1.3000000	0.0027548	0.0027548	0.0000000	0.0000000
4	1.1000000	0.9000000	0.0024013	0.0024013	0.0000000	0.0000000
5	1.1000000	1.1000000	0.0026817	0.0026817	0.0000000	0.0000000
6	1.1000000	1.3000000	0.0029620	0.0029620	0.0000000	0.0000000
7	1.3000000	0.9000000	0.0026086	0.0026086	0.0000000	0.0000000
8	1.3000000	1.1000000	0.0028889	0.0028889	0.0000000	0.0000000
9	1.3000000	1.3000000	0.0031692	0.0031692	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.8 ve 4.9 incelendiğinde hem B-Sütunu maksimum çökme hızı hem de B-Sütunu toplam kütlesi için oluşturulan radyal bazlı fonksiyon hatalarının 0 olduğu, dolayısıyla B-Sütunu et kalınlıklarına bağlı olarak oluşturulan yüzeylerin deney tasarımı sonuçlarını birebir yakaladığı görülebilir. Aynı şekilde B-Sütunu maksimum çökme hızı ve B-Sütunu kütleleri için determinasyon katsayısı 1'dir. Bu nedenle sonraki aşama olan DP 600 tek amaçlı optimizasyon çalışması için tasarım fonksiyonlarının kurulmasında RBF yöntemi seçilmiştir.

DP 600 B-Sütunu için denklem (3.26) ve (3.27) kullanılarak kurulan boyut optimizasyonu problemi için öncelikle RBF yöntemiyle tasarım fonksiyonları oluşturulmuş; daha sonra tezin üçüncü bölümünde anlatılan optimizasyon yöntemleriyle çözülmüştür. Optimizasyon yöntemleri ile elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

ARSM yönteminden elde edilen bulgular:

ARSM yöntemi ile DP 600 B-Sütunu için tek amaçlı optimizasyon probleminin çözümünden elde edilen sonuçlar Çizelge 4.10'da verilmiştir.

Çizelge 4.10. DP 600 B-Sütunu için ARSM iterasyonları ve elde edilen değerler

İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	1.1000000	1.1000000	0.0026817	13284.550
2	1.2815000	1.1000000	0.0028732	13314.648
3	1.1000000	1.2815000	0.0029408	13289.382
4	0.9350000	0.9350000	0.0022599	13217.331
5	0.9000000	0.9000000	0.0021941	13212.653

Çizelge 4.10 incelendiğinde kısıt koşulu hiçbir iterasyonda sağlanmadığından optimum noktanın bulunamadığı görülmektedir.

GRSM yönteminden elde edilen bulgular:

GRSM yöntemi kullanılarak tek amaçlı boyut optimizasyonu probleminin çözümünden elde edilen sonuçlar Çizelge 4.11’de verilmiştir.

Çizelge 4.11. DP 600 B-Sütunu için GRSM iterasyonları ve elde edilen değerler

İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	0.9390400	1.2948800	0.0027850	13203.365
2	0.9390400	1.2948800	0.0027850	13203.365
3	0.9000001	0.9302678	0.0022265	13188.654
4	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
5	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
6	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
7	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
8	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
9	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
10	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
11	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
12	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
13	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
14	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
15	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
16	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
17	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
18	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
19	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
20	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
21	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
22	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
23	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
24	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653
25	0.9000000	0.9000002	0.0021941	13212.653

Çizelge 4.11 incelenirse ARSM yönteminde olduğu gibi iterasyonlarda kısıt koşulu sağlanmadığından optimum noktanın bulunamadığı görülmektedir.

SQP yönteminden elde edilen bulgular:

SQP yöntemi kullanılarak minimum ağırlık amacı doğrultusunda ve kısıt olarak maksimum ortalama çökme hızı alınarak boyut optimizasyonu problemi çözülmüş ve optimum nokta Çizelge 4.12’de verilmiştir.

Çizelge 4.12. DP 600 B-Sütunu için SQP iterasyonları ve optimum nokta

İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	1.1000000	1.1000000	0.0026817	13284.550
2	0.9000000	0.9000000	0.0021941	13212.653
3	0.9000000	0.9165129	0.0022111	13199.727
4	0.9000000	0.9161707	0.0022107	13200.000
5	0.9000000	0.9161707	0.0022107	13200.000

Çizelge 4.12 incelendiğinde optimum noktanın beşinci iterasyonda bulunduğu görülmektedir. Optimum et kalınlığı değerleri B-Sütunu alt bölge için 0,9 mm, üst bölge için 0,92 mm ve B-Sütunu toplam ağırlığı 2,21 kg olarak bulunmuştur. B-Sütunu başlangıç kütlesi 2,68 kg olduğundan optimizasyon sonucunda ağırlıktan %17,6 oranında tasarruf sağlanmıştır.

MFD yönteminden elde edilen bulgular:

MFD yöntemi ile tek amaçlı boyut optimizasyonu probleminin çözümünden elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4.13. DP 600 B-Sütunu için MFD yöntemi iterasyonları ve optimum nokta

İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	1.1000000	1.1000000	0.0026817	13284.550
2	0.9000000	1.1499953	0.0025518	13092.225
3	0.9000000	0.9000000	0.0021941	13212.653
4	0.9000000	0.9000000	0.0021941	13212.653

Çizelge 4.13 incelendiğinde optimum et kalınlığı değerleri B-Sütunu alt bölge için 0,9 mm, üst bölge için 1,15 mm ve B-Sütunu toplam ağırlığı 2,55 kg olarak bulunmuştur. Ancak bu sonuçlar Çizelge 4.12’de SQP için verilen sonuçlardan farklıdır. Dolayısıyla üçüncü bir optimizasyon yöntemi ile hangi sonuçların daha gerçekçi olduğunun belirlenmesi gerekmektedir. Bu aşamada kullanılacak olan yöntem sezgisel bir optimizasyon yöntemi olan genetik algoritmadır.

GA yönteminden elde edilen bulgular:

Genetik algoritma iterasyonları ve optimum nokta Çizelge 4.14’de verilmiştir.

Çizelge 4.14. DP 600 B-Sütunu için Genetik algoritma iterasyonları ve optimum nokta

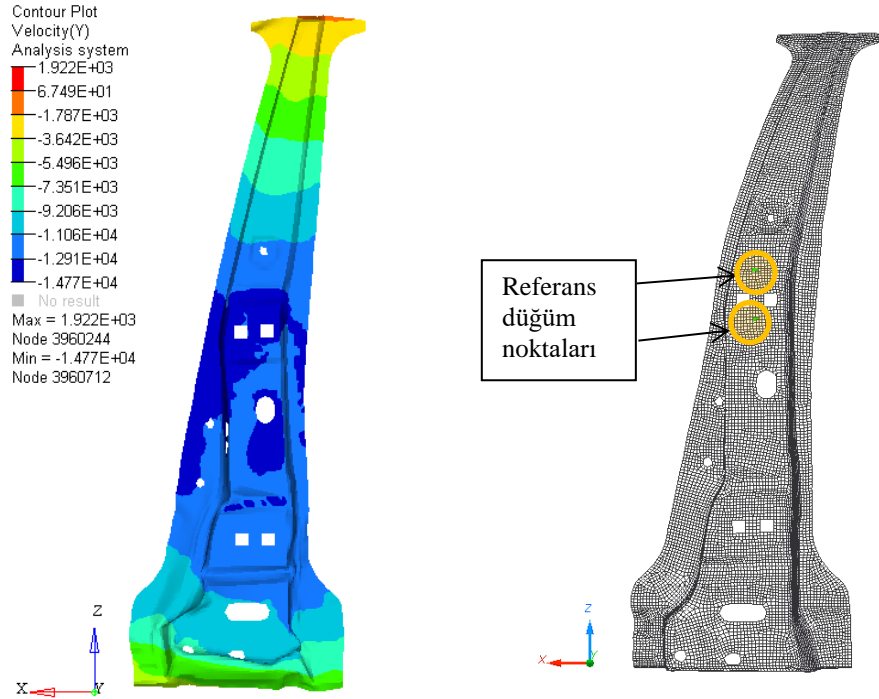
İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	1.1000000	1.1000000	0.0026817	13284.550
2	0.9053599	0.9238867	0.0022230	13198.776
3	0.9001148	0.9196403	0.0022145	13197.334
4	0.9002440	0.9191729	0.0022141	13197.828
5	0.9002171	0.9171664	0.0022119	13199.406
6	0.9000453	0.9162974	0.0022108	13199.941
7	0.9000453	0.9162974	0.0022108	13199.941
8	0.9000453	0.9162974	0.0022108	13199.941
9	0.9000447	0.9162625	0.0022108	13199.968
10	0.9000000	0.9162625	0.0022108	13199.927
11	0.9000000	0.9161772	0.0022107	13199.995
12	0.9000000	0.9161772	0.0022107	13199.995
13	0.9000000	0.9161772	0.0022107	13199.995
14	0.9000007	0.9161740	0.0022107	13199.998
15	0.9000007	0.9161740	0.0022107	13199.998
16	0.9000007	0.9161740	0.0022107	13199.998
17	0.9000007	0.9161740	0.0022107	13199.998
18	0.9000007	0.9161740	0.0022107	13199.998
19	0.9000002	0.9161714	0.0022107	13200.000
20	0.9000000	0.9161714	0.0022107	13199.999
21	0.9000000	0.9161714	0.0022107	13199.999
22	0.9000000	0.9161714	0.0022107	13199.999
23	0.9000000	0.9161714	0.0022107	13199.999
24	0.9000000	0.9161714	0.0022107	13199.999
25	0.9000000	0.9161714	0.0022107	13199.999

Boyut optimizasyonu probleminin genetik algoritma yöntemi ile çözülmesiyle B-Sütunu alt bölge sac kalınlığı 0,9 mm, üst bölge sac kalınlığı 0,92 mm ve B-Sütunu toplam ağırlığı 2,21 kg olarak bulunmuştur. Görüleceği üzere optimizasyon sonuçları SQP

yöntemi ile aynıdır. Optimizasyonun doğrulaması için bulunan sac kalınlıkları ile çarpışma analizi yapılmış ve maksimum ortalama çökme hızı 13 190 mm/s olarak bulunmuştur. Bu değer kısıt koşulunu sağlamaktadır. Böylelikle B-Sütunu ağırlığı %17,6 oranında azaltılmıştır.

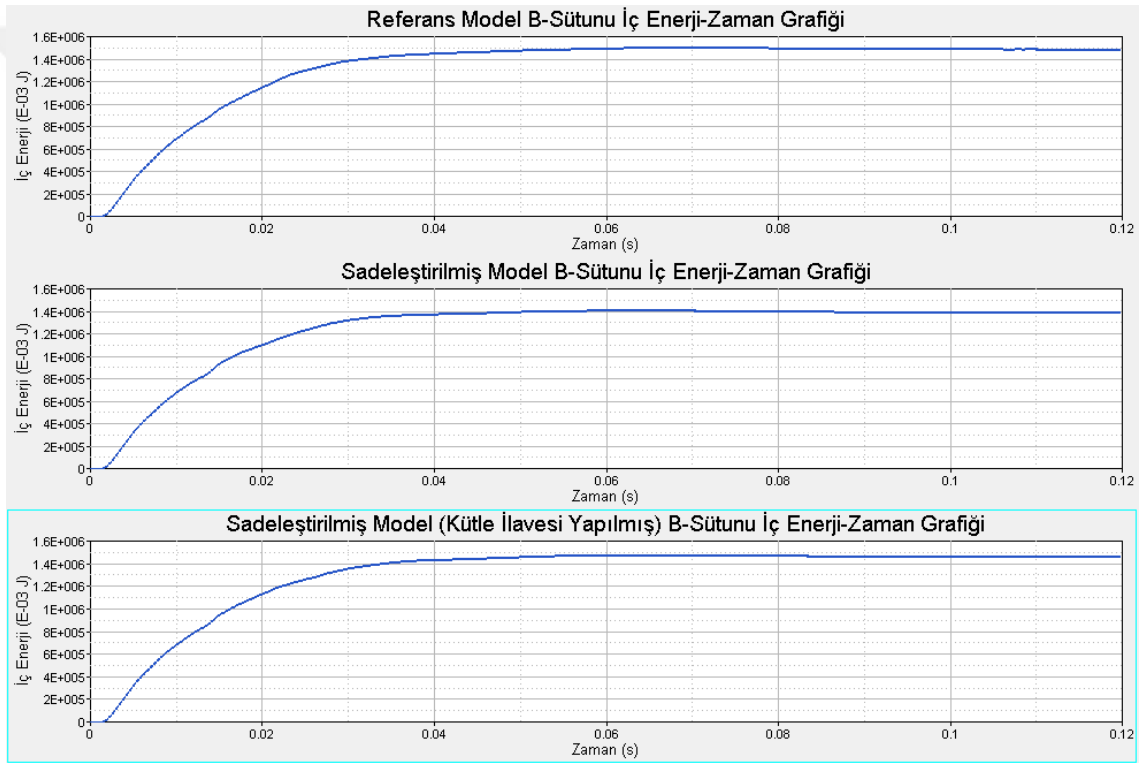
4.4.2. İki malzemeli-tek amaçlı optimizasyondan elde edilen bulgular

B-Sütunu iki kısma ayırıp bu kısımlara farklı malzemeler atanmak suretiyle optimizasyon çalışmaları yapmadan önce referans aracın yan darbe modeli, çarpışma sırasında B-Sütunun absorbe ettiği maksimum enerjiyi ve maksimum çökme hızını bulabilmek için çözüm aralığı 120 ms alınarak çözdürülmüştür. 8 çekirdekli Intel i7 işlemciye sahip iş istasyonunda çözüm 21,5 saat sürmüştür. Çarpışma analizi sonucunda B-Sütunun baş ve göğüs gibi vücudun önemli kısımlarına karşılık gelen yerlerinde maksimum hızların elde edildiği andaki çökme hız dağılımı Şekil 4.13’de verilmiştir. Burada maksimum hızların oluştuğu koyu mavi ile gösterilen bölgeden iki düğüm noktası seçilerek bu düğümler optimizasyon çalışmasında hız kısıtlarının tanımlanmasında kullanılmıştır.



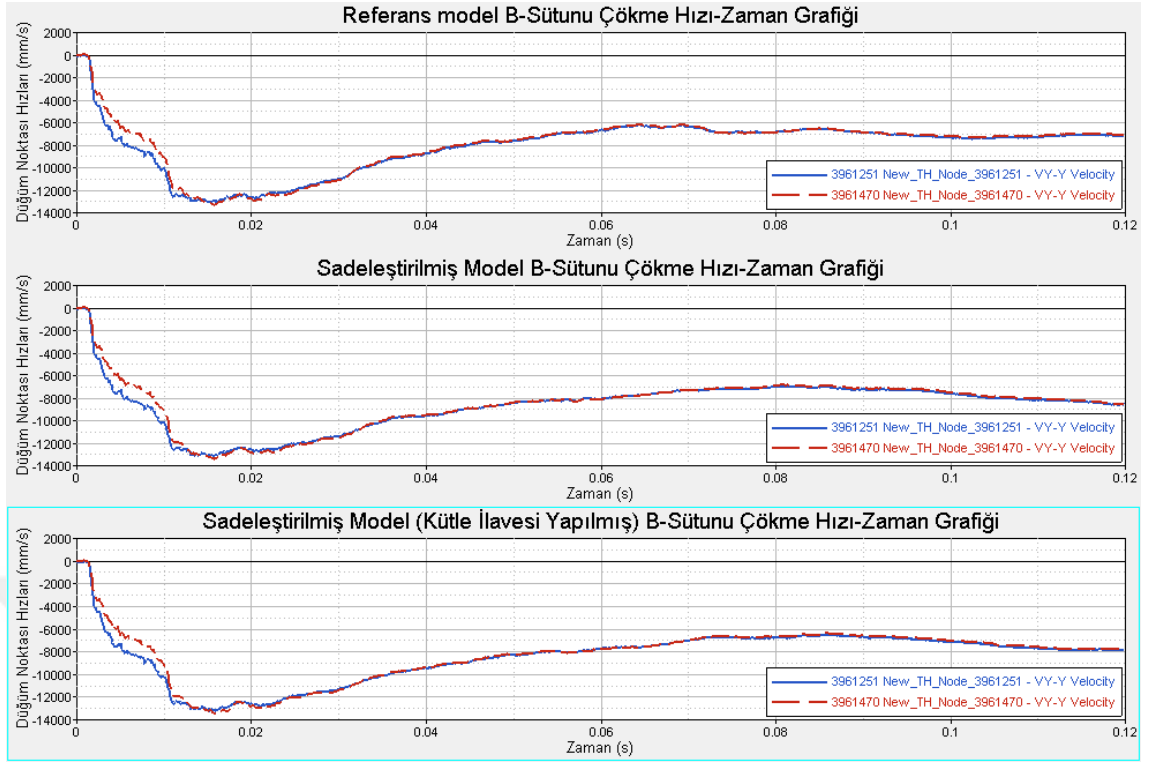
Şekil 4.13. 15. ms’de mm/s cinsinden HSLA 340 B-Sütunu hız dağılımı ve referans düğüm noktalarının konumları

Bu analizden sonra bu tezin amaçlarından biri olan tasarım sürecini hızlandırmak için çözüm süresini kısaltabilmek amacıyla araç modelini sadeleştirme yoluna gidilmiştir. Bu amaçla araç yan darbe sonlu elemanlar modelinden B-Sütunu analiz sonuçlarını etkilemeyeceği düşünülen bazı komponentler çıkarılmış ve çarpışma modeli 630 000 elemana düşürülmüştür. Böylelikle çözüm süresi 16 saate indirgenmiştir. Referans modele daha yakın sonuçlar elde edebilmek için aracın sadeleştirildiği kısımlara kütle ilavesi yapılarak yeniden analiz yapılmıştır. Referans model, kütle ilavesi yapılmamış ve yapılmış sadeleştirilen modellerin analizlerinden elde edilen sonuçlar Şekil 4.14 ve 4.15’de verilmiştir.



Şekil 4.14. Referans model ile sadeleştirilmiş modelin analiz sonuçlarının karşılaştırılması-İç enerjiler

Şekil 4.14’den görüldüğü üzere referans modeldeki B-Sütunu 120. ms sonunda 1500 J mertebesinde enerji absorbe ederken sadeleştirilmiş modelde bu değer 1400 J seviyesine düşmüştür. Sadeleştirilmiş modele kütle ilavesi yapıldığında ise B-Sütunun absorbe ettiği enerji 1464 J’e yükselmiştir.



Şekil 4.15. Referans model ile sadeleştirilmiş modelin analiz sonuçlarının karşılaştırılması-Düğüm noktası hızları

Şekil 4.15 incelenecek olursa her üç model için de seçilen düğüm noktalarının hem hız-zaman grafikleri hem de maksimum hızlarının birbirine çok yakın olduğu görülür. Dolayısıyla kütle ilavesi yapılmış sadeleştirilmiş model ile referans modelin hem iç enerji-zaman hem de çökme hızı-zaman grafikleri birbirine benzer olduğundan bundan sonra yapılan analizlerde sadeleştirilmiş model kullanılmıştır.

Sadeleştirilmiş araç sonlu elemanlar çarpışma modeli için TWIP 980-DP 800 çelikten B-Sütunu tasarlandıktan sonra tam faktöriyel metodu ile yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar Çizelge 4.15’de verilmiştir. Analizlerde daha gerçekçi sonuçlar elde edebilmek için kopma kriteri tanımlanmıştır. Burada t_{alt} DP 800 çeliğin sac kalınlığı, $t_{üst}$ TWIP 980 çeliğin sac kalınlığı, kütle B-Sütunu alt ve üst bölgelerinin toplam kütlesi, absorbe edilen enerji B-Sütunu alt ve üst kısımlarının absorbe ettiği toplam enerji ve maksimum ortalama çökme hızı referans düğüm noktalarının maksimum hızlarının ortalamasıdır.

Çizelge 4.15. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için DOE analiz sonuçları

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	0.8000000	0.8000000	0.0019603	1398263.9	13212.282
2	0.8000000	1.1000000	0.0023808	1505168.9	13221.202
3	0.8000000	1.4000000	0.0028013	1533706.7	13176.398
4	1.1000000	0.8000000	0.0022748	1472377.0	13439.011
5	1.1000000	1.1000000	0.0026953	1659161.2	13350.664
6	1.1000000	1.4000000	0.0031158	1716196.4	13361.069
7	1.4000000	0.8000000	0.0025894	1418473.8	13665.675
8	1.4000000	1.1000000	0.0030099	1690343.0	13485.108
9	1.4000000	1.4000000	0.0034304	1869129.1	13300.380

Buradaki DOE sonuçları kullanılarak tasarım fonksiyonları oluşturulabilir ve boyut optimizasyonu problemi kurulabilir. Bu aşamada B-Sütunu toplam kütlesi, absorbe ettiği enerji ve maksimum ortalama çökme hızı için tasarım fonksiyonları sırasıyla en küçük kareler regresyon (LSR), hareketli en küçük kareler (MLSM), HyperKriging ve radyal bazlı fonksiyon (RBF) yöntemleriyle oluşturulmuş ve elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4.16. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için LSR yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Kütle (ton)-LSR	Hata (ton)	Hata (%)
1	0.8000000	0.8000000	0.0019603	0.0019603	0.0000000	0.0000000
2	0.8000000	1.1000000	0.0023808	0.0023808	0.0000000	0.0000000
3	0.8000000	1.4000000	0.0028013	0.0028013	0.0000000	0.0000000
4	1.1000000	0.8000000	0.0022748	0.0022748	0.0000000	0.0000000
5	1.1000000	1.1000000	0.0026953	0.0026953	0.0000000	0.0000000
6	1.1000000	1.4000000	0.0031158	0.0031158	0.0000000	0.0000000
7	1.4000000	0.8000000	0.0025894	0.0025894	0.0000000	0.0000000
8	1.4000000	1.1000000	0.0030099	0.0030099	0.0000000	0.0000000
9	1.4000000	1.4000000	0.0034304	0.0034304	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.17. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için LSR yöntemi sonuçları: Absorbe edilen enerji

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)-LSR	Hata (10^{-3} J)	Hata (%)
1	0.800000	0.800000	1398263.9	1402796.7	-4532.8472	-0.3241768
2	0.800000	1.100000	1505168.9	1512513.1	-7344.1889	-0.4879312
3	0.800000	1.400000	1533706.7	1521829.7	11877.036	0.7744007
4	1.100000	0.800000	1472377.0	1460858.7	11518.344	0.7822959
5	1.100000	1.100000	1659161.2	1649378.1	9783.0778	0.5896400
6	1.100000	1.400000	1716196.4	1737497.8	-21301.422	-1.2411996
7	1.400000	0.800000	1418473.8	1425459.3	-6985.4972	-0.4924657
8	1.400000	1.100000	1690343.0	1692781.9	-2438.8889	-0.1442837
9	1.400000	1.400000	1869129.1	1859704.7	9424.3861	0.5042127

Çizelge 4.18. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için LSR yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)-LSR	Hata (mm/s)	Hata (%)
1	0.800000	0.800000	13212.282	13203.065	9.2168611	0.0697598
2	0.800000	1.100000	13221.202	13198.753	22.448778	0.1697938
3	0.800000	1.400000	13176.398	13208.064	-31.665639	-0.2403209
4	1.100000	0.800000	13439.011	13465.705	-26.694222	-0.1986323
5	1.100000	1.100000	13350.664	13379.041	-28.376556	-0.2125479
6	1.100000	1.400000	13361.069	13305.998	55.070778	0.4121734
7	1.400000	0.800000	13665.675	13648.198	17.477361	0.1278924
8	1.400000	1.100000	13485.108	13479.180	5.9277778	0.0439580
9	1.400000	1.400000	13300.380	13323.785	-23.405139	-0.1759735

Çizelge 4.16, 4.17 ve 4.18 incelendiğinde kütle için oluşturulan LSR yüzeyinin DOE sonuçlarını bire bir yakaladığı, buna karşılık absorbe edilen enerji ve maksimum ortalama çökme hızı için en yüksek hatanın sırasıyla %-1,24 ve %0,41 ile 6. DOE noktasında meydana geldiği görülmektedir. B-Sütunu toplam kütlesi, absorbe edilen enerji ve maksimum ortalama çökme hızı için determinasyon katsayıları sırasıyla 1, 0,995 ve 0,964'tür.

Çizelge 4.19. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için MLSM yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Kütle (ton)- MLSM	Hata (ton)	Hata (%)
1	0.800000	0.800000	0.0019603	0.0019603	0.0000000	0.0000000
2	0.800000	1.100000	0.0023808	0.0023808	0.0000000	0.0000000
3	0.800000	1.400000	0.0028013	0.0028013	0.0000000	0.0000000
4	1.100000	0.800000	0.0022748	0.0022748	0.0000000	0.0000000
5	1.100000	1.100000	0.0026953	0.0026953	0.0000000	0.0000000
6	1.100000	1.400000	0.0031158	0.0031158	0.0000000	0.0000000
7	1.400000	0.800000	0.0025894	0.0025894	0.0000000	0.0000000
8	1.400000	1.100000	0.0030099	0.0030099	0.0000000	0.0000000
9	1.400000	1.400000	0.0034304	0.0034304	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.20. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için MLSM yöntemi sonuçları: Absorbe edilen enerji

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)- MLSM	Hata (10^{-3} J)	Hata (%)
1	0.800000	0.800000	1398263.9	1394888.1	3375.8000	0.2414280
2	0.800000	1.100000	1505168.9	1506895.9	-1727.0000	-0.1147380
3	0.800000	1.400000	1533706.7	1535015.3	-1308.6000	-0.0853227
4	1.100000	0.800000	1472377.0	1472150.6	226.40000	0.0153765
5	1.100000	1.100000	1659161.2	1657646.2	1515.0000	0.0913112
6	1.100000	1.400000	1716196.4	1719368.8	-3172.4000	-0.1848506
7	1.400000	0.800000	1418473.8	1422120.6	-3646.8000	-0.2570932
8	1.400000	1.100000	1690343.0	1691562.0	-1219.0000	-0.0721155
9	1.400000	1.400000	1869129.1	1864023.2	5105.9000	0.2731700

Çizelge 4.21. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için MLSM yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)- MLSM	Hata (mm/s)	Hata (%)
1	0.800000	0.800000	13212.282	13216.328	-4.0460000	-0.0306230
2	0.800000	1.100000	13221.202	13216.074	5.1280000	0.0387862
3	0.800000	1.400000	13176.398	13178.490	-2.0920000	-0.0158769
4	1.100000	0.800000	13439.011	13438.972	0.0390000	2.90e-04
5	1.100000	1.100000	13350.664	13355.058	-4.3940000	-0.0329122
6	1.100000	1.400000	13361.069	13352.563	8.5060000	0.0636626
7	1.400000	0.800000	13665.675	13661.676	3.9990000	0.0292631
8	1.400000	1.100000	13485.108	13481.691	3.4170000	0.0253391
9	1.400000	1.400000	13300.380	13308.469	-8.0890000	-0.0608178

Çizelge 4.19, 4.20 ve 4.21 incelenirse kütle için oluşturulan MLSM yüzeyinin DOE tasarım noktalarından geçtiği, absorbe edilen enerji ve maksimum ortalama çökme hızı için en yüksek hatanın sırasıyla %0,27 ve %0,06 olduğu görülmektedir. B-Sütunu toplam kütlesi için determinasyon katsayısı 1, absorbe edilen enerji ve maksimum ortalama çökme hızı için ise 0,999'dur.

Çizelge 4.22. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Kütle (ton)-HK	Hata (ton)	Hata (%)
1	0.800000	0.800000	0.0019603	0.0019603	0.0000000	0.0000000
2	0.800000	1.100000	0.0023808	0.0023808	0.0000000	0.0000000
3	0.800000	1.400000	0.0028013	0.0028013	0.0000000	0.0000000
4	1.100000	0.800000	0.0022748	0.0022748	0.0000000	0.0000000
5	1.100000	1.100000	0.0026953	0.0026953	0.0000000	0.0000000
6	1.100000	1.400000	0.0031158	0.0031158	0.0000000	0.0000000
7	1.400000	0.800000	0.0025894	0.0025894	0.0000000	0.0000000
8	1.400000	1.100000	0.0030099	0.0030099	0.0000000	0.0000000
9	1.400000	1.400000	0.0034304	0.0034304	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.23. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: Absorbe edilen enerji

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)-HK	Hata (10^{-3} J)	Hata (%)
1	0.800000	0.800000	1398263.9	1398260.0	3.9000000	2.79e-04
2	0.800000	1.100000	1505168.9	1506015.3	-846.40000	-0.0562329
3	0.800000	1.400000	1533706.7	1533694.4	12.3000000	8.02e-04
4	1.100000	0.800000	1472377.0	1472284.9	92.1000000	0.0062552
5	1.100000	1.100000	1659161.2	1659152.7	8.5000000	5.12e-04
6	1.100000	1.400000	1716196.4	1717737.3	-1540.90000	-0.0897858
7	1.400000	0.800000	1418473.8	1418471.2	2.6000000	1.83e-04
8	1.400000	1.100000	1690343.0	1690945.4	-602.40000	-0.0356377
9	1.400000	1.400000	1869129.1	1869118.1	11.0000000	5.89e-04

Çizelge 4.24. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için HyperKriging yöntemi sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)-HK	Hata (mm/s)	Hata (%)
1	0.800000	0.800000	13212.282	13212.295	-0.013000	-9.84e-05
2	0.800000	1.100000	13221.202	13218.690	2.512000	0.0189998
3	0.800000	1.400000	13176.398	13176.432	-0.034000	-2.58e-04
4	1.100000	0.800000	13439.011	13438.944	0.067000	4.99e-04
5	1.100000	1.100000	13350.664	13350.689	-0.025000	-1.87e-04
6	1.100000	1.400000	13361.069	13356.934	4.135000	0.0309481
7	1.400000	0.800000	13665.675	13665.684	-0.009000	-6.59e-05
8	1.400000	1.100000	13485.108	13483.418	1.690000	0.0125323
9	1.400000	1.400000	13300.380	13300.410	-0.030000	-2.26e-04

Çizelgeler incelendiğinde HyperKriging yöntemi ile kütle için oluşturulan yüzeyin DOE sonuçlarını bire bir yakaladığı, absorbe edilen enerji ve maksimum ortalama çökme hızı için en yüksek hatanın sırasıyla %-0,09 ve %0,03 olarak meydana geldiği görülmektedir. B-Sütunu toplam kütlesi için determinasyon katsayısı 1, absorbe edilen enerji ve maksimum ortalama çökme hızı için ise 0,999'dur.

Çizelge 4.25. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için RBF yöntemi sonuçları: B-Sütunu toplam kütlesi

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Kütle (ton)-RBF	Hata (ton)	Hata (%)
1	0.800000	0.800000	0.0019603	0.0019603	0.000000	0.000000
2	0.800000	1.100000	0.0023808	0.0023808	0.000000	0.000000
3	0.800000	1.400000	0.0028013	0.0028013	0.000000	0.000000
4	1.100000	0.800000	0.0022748	0.0022748	0.000000	0.000000
5	1.100000	1.100000	0.0026953	0.0026953	0.000000	0.000000
6	1.100000	1.400000	0.0031158	0.0031158	0.000000	0.000000
7	1.400000	0.800000	0.0025894	0.0025894	0.000000	0.000000
8	1.400000	1.100000	0.0030099	0.0030099	0.000000	0.000000
9	1.400000	1.400000	0.0034304	0.0034304	0.000000	0.000000

Çizelge 4.26. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için RBF yöntemi sonuçları: Absorbe edilen enerji

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)-RBF	Hata (10^{-3} J)	Hata (%)
1	0.8000000	0.8000000	1398263.9	1398263.9	0.0000000	0.0000000
2	0.8000000	1.1000000	1505168.9	1505168.9	0.0000000	0.0000000
3	0.8000000	1.4000000	1533706.7	1533706.7	0.0000000	0.0000000
4	1.1000000	0.8000000	1472377.0	1472377.0	0.0000000	0.0000000
5	1.1000000	1.1000000	1659161.2	1659161.2	0.0000000	0.0000000
6	1.1000000	1.4000000	1716196.4	1716196.4	0.0000000	0.0000000
7	1.4000000	0.8000000	1418473.8	1418473.8	0.0000000	0.0000000
8	1.4000000	1.1000000	1690343.0	1690343.0	0.0000000	0.0000000
9	1.4000000	1.4000000	1869129.1	1869129.1	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.27. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için RBF yöntemi çözüm sonuçları: Maksimum ortalama çökme hızı

Deney No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)-RBF	Hata (mm/s)	Hata (%)
1	0.8000000	0.8000000	13212.282	13212.282	0.0000000	0.0000000
2	0.8000000	1.1000000	13221.202	13221.202	0.0000000	0.0000000
3	0.8000000	1.4000000	13176.398	13176.398	0.0000000	0.0000000
4	1.1000000	0.8000000	13439.011	13439.011	0.0000000	0.0000000
5	1.1000000	1.1000000	13350.664	13350.664	0.0000000	0.0000000
6	1.1000000	1.4000000	13361.069	13361.069	0.0000000	0.0000000
7	1.4000000	0.8000000	13665.675	13665.675	0.0000000	0.0000000
8	1.4000000	1.1000000	13485.108	13485.108	0.0000000	0.0000000
9	1.4000000	1.4000000	13300.380	13300.380	0.0000000	0.0000000

Çizelge 4.25, 4.26 ve 4.27 incelenecek olursa RBF yöntemi ile oluşturulan tüm yüzeylerin DOE tasarım noktalarından geçtiği görülür. Dolayısıyla tüm yüzeyler için determinasyon katsayısı 1'dir. Bu nedenle TWIP 980-DP 800 malzemelerinden tasarlanan B-Sütunun boyut optimizasyonu için tasarım fonksiyonlarının tanımlanmasında RBF yöntemi seçilmiştir. (3.29)-(3.31) denklem sistemi ile kurulan tek amaçlı boyut optimizasyonu probleminin farklı metotlarla çözülmesinden elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4.28. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için ARSM iterasyonları ve optimum nokta

İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	1.1000000	1.1000000	0.0026953	1659161.2	13350.664
2	1.2815000	1.1000000	0.0028991	1692395.3	13443.175
3	1.1000000	1.2815000	0.0029677	1708476.1	13356.621
4	0.9350000	0.9350000	0.0022534	1512952.2	13290.084
5	0.8312668	1.0752414	0.0023684	1515963.6	13236.714
6	0.8035382	1.0157861	0.0022509	1482817.4	13222.844
7	0.8156734	0.9458381	0.0021544	1463340.8	13225.417
8	0.8242502	0.9371139	0.0021487	1463823.4	13229.477
9	0.8247420	0.9367480	0.0021486	1463901.1	13229.720
10	0.8249197	0.9366285	0.0021486	1463934.2	13229.808
11	0.8250103	0.9365656	0.0021486	1463950.3	13229.853
12	0.8250655	0.9365252	0.0021486	1463959.3	13229.881
13	0.8251024	0.9364992	0.0021485	1463965.6	13229.899
14	0.8251294	0.9364799	0.0021485	1463970.2	13229.912
15	0.8251500	0.9364653	0.0021485	1463973.7	13229.923
16	0.8251662	0.9364538	0.0021485	1463976.5	13229.931
17	0.8251794	0.9364445	0.0021485	1463978.8	13229.937
18	0.8251903	0.9364369	0.0021485	1463980.7	13229.943
19	0.8251996	0.9364305	0.0021485	1463982.3	13229.947
20	0.8252075	0.9364250	0.0021485	1463983.8	13229.951
21	0.8252144	0.9364202	0.0021485	1463985.0	13229.955
22	0.8252205	0.9364161	0.0021485	1463986.1	13229.958
23	0.8252258	0.9364124	0.0021485	1463987.1	13229.960
24	0.8252307	0.9364091	0.0021485	1463988.0	13229.963
25	0.8252350	0.9364062	0.0021485	1463988.8	13229.965
26	0.8252389	0.9364036	0.0021485	1463989.5	13229.967
27	0.8252425	0.9364012	0.0021485	1463990.2	13229.969
28	0.8252458	0.9363990	0.0021485	1463990.8	13229.970
29	0.8252488	0.9363970	0.0021485	1463991.3	13229.972
30	0.8252516	0.9363951	0.0021485	1463991.9	13229.973
31	0.8252542	0.9363934	0.0021485	1463992.4	13229.974
32	0.8252566	0.9363918	0.0021485	1463992.8	13229.976
33	0.8252589	0.9363903	0.0021485	1463993.3	13229.977
34	0.8252610	0.9363889	0.0021485	1463993.7	13229.978
35	0.8252630	0.9363876	0.0021485	1463994.1	13229.979
36	0.8252649	0.9363864	0.0021485	1463994.4	13229.980
37	0.8252666	0.9363853	0.0021485	1463994.8	13229.981
38	0.8252683	0.9363842	0.0021485	1463995.1	13229.981
39	0.8252698	0.9363831	0.0021485	1463995.4	13229.982
40	0.8252713	0.9363822	0.0021485	1463995.7	13229.983
41	0.8252728	0.9363812	0.0021485	1463995.9	13229.984
42	0.8252741	0.9363804	0.0021485	1463996.2	13229.984
43	0.8252754	0.9363795	0.0021485	1463996.4	13229.985
44	0.8252766	0.9363787	0.0021485	1463996.7	13229.986
45	0.8252777	0.9363780	0.0021485	1463996.9	13229.986
46	0.8252792	0.9363785	0.0021485	1463997.8	13229.987
47	0.8252805	0.9363786	0.0021485	1463998.4	13229.988
48	0.8252817	0.9363787	0.0021485	1463999.0	13229.988
49	0.8252828	0.9363788	0.0021485	1463999.6	13229.989
50	0.8252839	0.9363790	0.0021485	1464000.2	13229.989

Görüldüğü üzere B-Sütunu optimum tasarımı istenilen kısıtları sağlayacak şekilde t_{alt} 0,82 mm, $t_{üst}$ 0,94 mm ve minimum B-Sütunu kütlesi 2,148 kg olarak 50. iterasyon sonunda bulunmuştur.

Çizelge 4.29. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için GRSM iterasyonları ve tasarım değerleri

İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
61	0.8790124	0.8681037	0.0021037	1456950.5	13260.200
62	0.8801696	0.8669312	0.0021034	1456852.1	13260.969
63	0.8801696	0.8669312	0.0021034	1456852.1	13260.969
64	0.8804885	0.8666385	0.0021033	1456838.9	13261.181
65	0.8804885	0.8666385	0.0021033	1456838.9	13261.181
66	0.8804885	0.8666385	0.0021033	1456838.9	13261.181
67	0.8804885	0.8666385	0.0021033	1456838.9	13261.181
68	0.8804885	0.8666385	0.0021033	1456838.9	13261.181
69	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
70	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
71	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
72	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
73	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
74	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
75	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
76	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
77	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
78	0.8809671	0.8660906	0.0021031	1456766.9	13261.504
79	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
80	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
81	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
82	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
83	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
84	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
85	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
86	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
87	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
88	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
89	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
90	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
91	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
92	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
93	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
94	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
95	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
96	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
97	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
98	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820
99	0.8814406	0.8656448	0.0021030	1456741.1	13261.820

Çizelge 4.29’da görüldüğü üzere GRSM iterasyonlarında absorbe edilen enerji ve maksimum ortalama çökme hızı kısıtları sağlanmadığından optimum nokta bulunamamıştır.

Çizelge 4.30. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için SQP iterasyonları ve optimum nokta

İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	1.1000000	1.1000000	0.0026953	1659161.2	13350.664
2	0.8000000	0.8963740	0.0020728	1436760.8	13214.507
3	0.8246002	0.9388614	0.0021516	1464690.4	13229.739
4	0.8253108	0.9363403	0.0021485	1463996.8	13230.002
5	0.8253062	0.9363534	0.0021485	1464000.0	13230.000
6	0.8253062	0.9363534	0.0021485	1464000.0	13230.000
7	0.8253062	0.9363534	0.0021485	1464000.0	13230.000
8	0.8253062	0.9363534	0.0021485	1464000.0	13230.000

Çizelge 4.30’da görüldüğü üzere SQP yöntemi ile optimum B-Sütunu tasarımı t_{alt} 0,82 mm, $t_{üst}$ 0,94 mm ve B-Sütunu kütlesi 2,148 kg olarak 8. iterasyonda bulunmuştur. Bu sonuçlar ARSM yöntemi ile elde edilen sonuçlarla aynıdır.

Çizelge 4.31. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için MFD iterasyonları ve optimum nokta

İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	1.1000000	1.1000000	0.0026953	1659161.2	13350.664
2	0.8000000	1.1645018	0.0024809	1518534.8	13214.591
3	0.8019900	1.1593163	0.0024746	1518766.6	13216.321

MFD yöntemi ile optimum tasarım t_{alt} 0,80 mm, $t_{üst}$ 1,16 mm ve B-Sütunu toplam kütlesi 2,475 kg olarak 3. iterasyon sonunda bulunmuştur.

Çizelge 4.32. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için GA iterasyonları ve optimum nokta

İterasyon No	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Kütle (ton)	Absorbe Edilen Enerji (10^{-3} J)	Mak. Ort. Çökme Hızı (mm/s)
1	1.1000000	1.1000000	0.0026953	1659161.2	13350.664
2	0.8048000	1.0256000	0.0022673	1486669.2	13223.818
3	0.8016603	0.9727539	0.0021833	1466909.5	13219.760
4	0.8016603	0.9727539	0.0021833	1466909.5	13219.760
5	0.8015185	0.9664808	0.0021738	1464544.2	13219.325
6	0.8106093	0.9568634	0.0021666	1465240.7	13223.397
7	0.8106093	0.9568634	0.0021666	1465240.7	13223.397
8	0.8096046	0.9573131	0.0021665	1464938.7	13222.909
9	0.8070666	0.9580335	0.0021655	1464016.5	13221.654
10	0.8070666	0.9580335	0.0021655	1464016.5	13221.654
11	0.8077456	0.9575447	0.0021653	1464151.1	13221.973
12	0.8076832	0.9573926	0.0021650	1464064.1	13221.933
13	0.8124620	0.9547902	0.0021650	1465318.5	13224.232
14	0.8123373	0.9547913	0.0021649	1465260.3	13224.169
15	0.8123373	0.9547913	0.0021649	1465260.3	13224.169
16	0.8123373	0.9547913	0.0021649	1465260.3	13224.169
17	0.8125013	0.9522879	0.0021613	1464373.0	13224.119
18	0.8125126	0.9520074	0.0021609	1464270.0	13224.110
19	0.8125022	0.9520075	0.0021609	1464265.1	13224.104
20	0.8135078	0.9503522	0.0021593	1464094.4	13224.533
21	0.8135078	0.9503522	0.0021593	1464094.4	13224.533
22	0.8135078	0.9503522	0.0021593	1464094.4	13224.533
23	0.8135078	0.9503522	0.0021593	1464094.4	13224.533
24	0.8135078	0.9503522	0.0021593	1464094.4	13224.533
25	0.8139714	0.9500098	0.0021592	1464177.9	13224.754

Boyut optimizasyonu probleminin genetik algoritma yöntemi ile çözümünden elde edilen sonuçlar yukarıdaki tabloda verilmiştir. Optimum tasarım t_{alt} 0,81 mm, $t_{üst}$ 0,95 mm ve toplam B-Sütunu kütlesi 2,159 kg olarak 25. iterasyon sonunda bulunmuştur. Bu optimizasyon yöntemleri ile elde edilen sonuçlar aşağıda çizelge halinde verilmiştir.

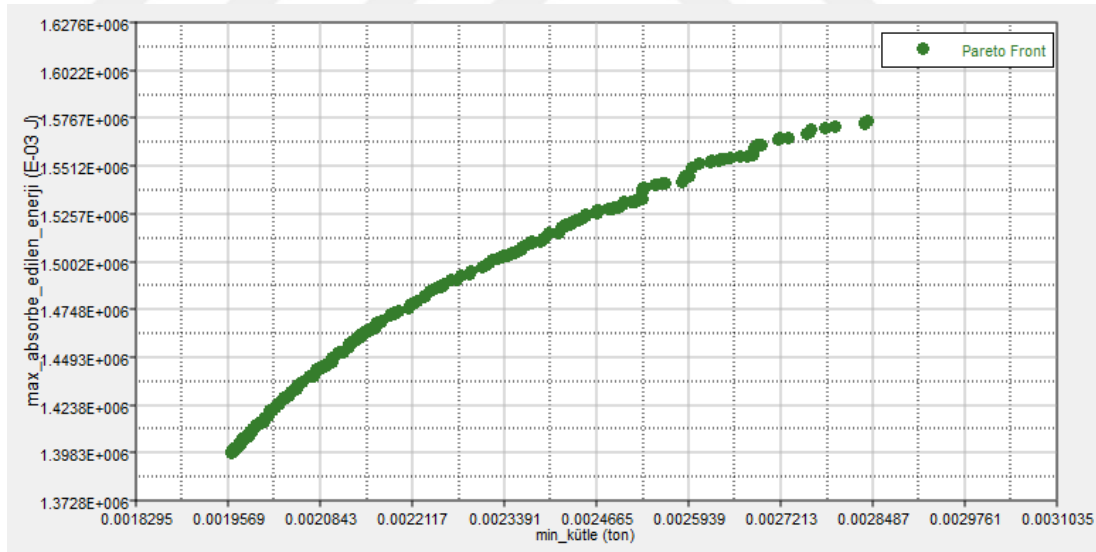
Çizelge 4.33. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için farklı optimizasyon yöntemleri ile elde edilen optimum tasarımlar

Optimizasyon Yöntemi	t_{alt} (mm)	$t_{üst}$ (mm)	Min Kütle (kg)	Absorbe Edilen Enerji (J)	Max Çökme Hızı (mm/s)
ARSM	0,82	0,94	2,148	1464	13230
GRSM	-	-			
SQP	0,82	0,94	2,148	1464	13230
MFD	0,80	1,16	2,475	1519	13216
GA	0,81	0,95	2,159	1464	13224

Optimizasyon yöntemleri ile elde edilen sonuçlar incelendiğinde en düşük B-Sütunu kütlelerinin 2,148 kg ile ARSM ve SQP yöntemlerinde elde edildiği görülebilir. Bu yöntemler ile elde edilen optimum tasarımın doğrulaması için t_{alt} 0,82 mm ve $t_{üst}$ 0,94 mm sac kalınlıkları için çarpışma simülasyonu yapılmış ve B-Sütunun absorbe ettiği enerji 1476 J ve maksimum ortalama çökme hızı 13 209 mm/s olarak bulunmuştur. Dolayısıyla minimum ağırlığa sahip, istenilen miktarda enerji absorbe edebilen ve kritik maksimum çökme hızı değerinin altında kalabilen B-Sütunu optimum et kalınlıkları belirlenmiştir. Referans araç B-Sütunu kütlesi 2,682 kg olduğundan ağırlık %20 oranında azaltılmıştır.

4.4.3. İki malzemeli-çok amaçlı optimizasyondan elde edilen bulgular

(3.35)-(3.37) denklemleri ile kurulan çok amaçlı optimizasyon problemi çarpışma analizlerinde kullanılmakta olan çok amaçlı genetik algoritma (multi-objective genetic algorithm-MOGA) yöntemi ile çözülmüş ve aşağıdaki Pareto sınırı eğrisi elde edilmiştir.



Şekil 4.16. TWIP 980-DP 800 B-Sütunu için Pareto sınırı eğrisi

Tasarımcı bu eğriyi inceleyerek hangi amaca öncelik tanımak istiyorsa o doğrultuda seçim yapabilir. Örneğin B-Sütunu kütle minimizasyonuna öncelik veriyorsa eğrinin en solundaki optimal noktalardan birini seçebilir veya absorbe edilen enerjinin

maksimizasyonuna öncelik veriyorsa eğrinin en sağ tarafındaki optimal noktalardan birini seçebilir. Görüldüğü üzere Pareto sınırı eğrisi tasarımcıya çok geniş bir seçim alanı oluşturmaktadır.



5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu tez “Çok Amaçlı Kriterleri Sağlayan Hızlandırılmış Tasarım Yaklaşımı ile Taşıtlarda Darbeye Maruz Kalan Elemanların Tasarımı” konusu hakkında yapılan araştırma çalışmalarını içermektedir.

Çalışmada aşağıda ifade edilen konularda literatüre katkıda bulunulmuştur:

- Tasarım sürecini hızlandırmak ve fiziksel test maliyetlerini düşürmek için araç çarpışma testleri yerine düşen ağırlık darbe testleri yapılmış ve bu testlerin aynı şartlarda sonlu elemanlar yazılımında analizi yapılarak sonuçlar doğrulanmıştır. Eğer düşen ağırlık darbe testi yapılmıyaydı araç çarpışma testleri yapılması gerekecekti. Bu durumda araç temini, test için gün alınması, aracın teste hazırlanması, testin gerçekleştirilmesi, sonuçların alınması ve gerekli durumda testin tekrarlanması konularında ciddi bir maliyet ve zaman kaybı söz konusu olacaktı. Bir araç için Euro NCAP ortalama test maliyetinin 90 000 € olduğu düşünüldüğünde (aracın kendisi hariç) ciddi bir maliyet avantajı sağlanmıştır.
- Tek malzeme ile tasarlanan TWB ve TRB yapılı B-Sütunları için yan darbe analizleri yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. TRB yapı için daha düşük çökme hızları elde edildiğinden, kalınlığın sınırsız sayıda değiştirilebilmesi mümkün olduğundan ve kaynakla ilgili artık gerilmeler oluşmadığından kullanımının daha uygun olabileceği görülmüştür.
- TRB ve TWB yapılar için tek ve çok amaçlı optimizasyon çalışmaları yapılmıştır
- TRB yapılı DP 600 B-Sütunun tek amaçlı optimizasyonu ile ağırlık %17,6 azaltılmıştır.
- TWB yapılı TWIP 980-DP 800 B-Sütunun tek amaçlı optimizasyonu ile ağırlık %20 azaltılmış; çok amaçlı optimizasyonu ile pareto sınır eğrisi bulunarak farklı kütle ve absorbe edilen enerji değerleri için tasarım alternatifleri elde edilmiştir.

Yüksek maliyetli ve çok zaman alan araç çarpışma testleri yerine düşen ağırlık darbe testleri ile B-Sütunu deformasyon davranışı belirlenmiştir. DP 600 çelik saclar ile düşen ağırlık darbe testleri yapılarak aynı testler sonlu elemanlar tekniği ile analiz edilmiştir.

Test ve benzetim sonuçlarının birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür. DP 600 malzemedan tasarlanan B-Sütunu için aracın sonlu elemanlar modeli Euro NCAP yan darbe testi koşullarında kurularak yan çarpışma analizi yapılmıştır. Analizler sırasında düşen ağırlık darbe test benzetiminde kullanılan malzeme kartı ve parametrelerinden yararlanılmıştır. Analizden elde edilen B-Sütunu çökme hızı sonuçları kullanılarak ve sürücü ile yolcuların araç içindeki konumları göz önüne alınarak B-Sütunu iki bölgeye ayrılmak suretiyle yeniden tasarlanmıştır. Bu aşamada hem TWB hem de TRB yapılı B-Sütunları için çarpışma analizleri yapılarak B-Sütunu çökme hızları karşılaştırılmış ve TRB yapılı B-Sütununda daha düşük çökme hızları elde edilmiştir.

İlk optimizasyon çalışması olarak tek malzemedan (DP 600) tasarlanan TRB yapılı B-Sütuna tek amaçlı optimizasyon uygulanmıştır. DOE yöntemi ile B-Sütunu et kalınlıklarının belirlenen alt ve üst sınırları arasında tam faktöriyel yöntemiyle belli sayıda analiz yapılmıştır. Daha sonra DOE sonuçlarını en iyi şekilde temsil edecek yüzey uydurma yöntemleri araştırılmış ve LSR, MLSM, HyperKriging ile RBF metotları uygulanmıştır. RBF yöntemi DOE sonuçlarını %100 doğrulukla yakaladığından tasarım fonksiyonlarının oluşturulması için seçilmiştir. Tasarım fonksiyonları ile B-Sütunu ağırlık minimizasyonu amacı doğrultusunda ve maksimum çökme hızı kısıtı için tek amaçlı boyut optimizasyonu problemi kurulmuştur. Problem sırasıyla ARSM, GRSM, SQP, MFD ve GA optimizasyon yöntemleri ile çözümlenerek elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. En iyi sonuçları alt kısmın et kalınlığı 0,90 mm, üst kısmın et kalınlığı 0,92 mm ve minimum B-Sütunu kütlesi 2,21 kg olarak SQP ve GA yöntemleri vermiştir. Optimum noktanın doğrulaması için sonlu elemanlar analizi yapılarak maksimum ortalama çökme hızı 13 190 mm/s bulunmuştur. Bu değer kısıt koşulunu sağlamaktadır. Böylelikle B-Sütunu ağırlığı %17,6 oranında azaltılmıştır.

HSLA 340 malzemedan tasarlanmış olan B-Sütuna sahip referans aracın yan darbe sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Çözüm 21,5 saatte tamamlanmıştır. Daha sonra tezin amaçlarından biri olan tasarımı hızlandırmak için araçtan B-Sütunu absorbe ettiği enerji ve maksimum ortalama çökme hızı sonuçlarını etkilemeyeceği düşünülen bazı kısımlar çıkarılarak yeniden çarpışma analizi yapılmış ve çözüm süresi 16 saate indirgenmiştir. Elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak bir birlerine çok yakın olduğu

görüldükten sonra iki malzemeli-tek amaçlı ve iki malzemeli çok amaçlı optimizasyon çalışmaları için bu sadeleştirilmiş araç modelinin kullanılması kararlaştırılmıştır.

İkinci optimizasyon çalışması olarak iki malzemedan tasarlanan B-Sütuna tek amaçlı optimizasyon uygulanmıştır. Bu amaçla B-Sütunu üst kısmı yüksek mukavemeti sebebiyle TWIP 980 çelik, alt kısmı ise yüksek enerji absorpsiyon yeteneği nedeniyle DP 800 çelikten tasarlanmıştır. Daha sonra ilk optimizasyon çalışması ile aynı yol izlenerek DOE yöntemi ile analizler yapılmış ve LSR, MLSM, HyperKriging ve RBF metotları ile DOE tasarım noktalarından geçen yüzeyler uydurulmuştur. Analizler sırasında daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için kopma kriteri tanımlanmıştır. DOE sonuçlarını tam doğrulukla yakalayan RBF yöntemi tasarım fonksiyonlarının oluşturulması için seçilmiştir. Optimizasyon problemi B-Sütunu ağırlık minimizasyonu amacı doğrultusunda ve B-Sütunu enerji absorpsiyonu ile maksimum ortalama çökme hızı kısıtları için kurulmuştur. Bu problem ARSM, GRSM, SQP, MFD ve GA optimizasyon metotları ile çözümlenerek elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. En düşük B-Sütunu kütlesi 2,148 kg olarak ARSM ve SQP yöntemleri ile elde edilmiştir. Bu yöntemler ile elde edilen optimum tasarımın doğrulaması için alt kısmın sac kalınlığı 0,82 mm ve üst kısmın sac kalınlığı 0,94 mm alınarak yan darbe simülasyonu yapılmış ve B-Sütunun absorbe ettiği toplam enerji 1476 J ve maksimum ortalama çökme hızı 13 209 mm/s olarak bulunmuştur. Dolayısıyla minimum ağırlığa sahip ancak istenilen miktarda enerji absorbe edebilen ve kritik maksimum çökme hızı değerinin altında kalabilen B-Sütunu optimum et kalınlıkları belirlenmiştir. Referans araç B-Sütunu kütlesi 2,682 kg olduğundan ağırlıktan %20 oranında tasarruf sağlanmıştır.

Üçüncü optimizasyon çalışması olarak TWIP 980-DP 800 çelikten tasarlanan B-Sütunu için çok amaçlı optimizasyon yapılmıştır. DOE sonuçlarını %100 doğrulukla yakalayan RBF yöntemi ile tasarım fonksiyonları oluşturulmuştur. Çok amaçlı boyut optimizasyonu problemi amaç fonksiyonları olarak minimum ağırlık ve maksimum absorbe edilen enerji; kısıt fonksiyonu olarak da maksimum ortalama çökme hızı alınarak kurulmuştur. Optimizasyon problemi çok amaçlı genetik algoritma yöntemi ile çözümlenerek pareto sınırı eğrisi bulunmuştur. Tasarımcı bu eğri ile hangi amaca ağırlık

veriyorsa o amaç doğrultusunda seçim yaparak optimum B-Sütunu tasarımı ile üretimin gerçekleşmesini sağlayabilir.



KAYNAKLAR

Anonim, 2010. High velocity 3 point bending test using an impact tower. <http://www.datapointlabs.com/testpaks/3pointbending.htm>-(Erişim tarihi: 24.04.2017).

Anonim, 2014. Learn the concepts. HyperStudy help.

Anonim, 2015. Side impact mobile deformable barrier testing protocol. Euro NCAP, Version 7.0.1.

Anonim, 2015. Assessment protocol-adult occupant protection. Euro NCAP, Version 7.0.3.

Anonim, 2016. Trafik Kazaları Özeti 2015. Trafik Güvenliği Dairesi Başkanlığı, 2016.

Anonim, 2016. Sonlu eleman model arşivi. <http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>-(Erişim tarihi: 10.01.2016).

Anonim, 2016. FMVSS. <http://www.crashnetwork.com/Regulations/FMVSS/fmvss.html>-(Erişim tarihi: 10.12.2016).

Anonim, 2016. Side mobile barrier. <http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/side-mobile-barrier/>-(Erişim tarihi: 10.12.2016).

Anonim, 2016. Side pole. <http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/side-pole/>-(Erişim tarihi: 10.12.2016).

Anonim, 2017. Volvo S90. <http://www.euroncap.com/en/results/volvo/s90/26099->-(Erişim tarihi: 24.04.2017).

Anonim, 2017. Audi A4/A5 Test Sonuçları. <http://www.euroncap.com/en/results/audi/a4/a5/25897->-(Erişim tarihi: 24.04.2017).

Anonim, 2017. Darbe testi. <http://www.instron.com.tr/tr-tr/our-company/library/glossary/i/impact-test->-(Erişim tarihi: 24.04.2017).

Anonim, 2017. Sequential Quadratic Programming. https://www.math.uh.edu/~rohop/fall_06/Chapter4.pdf-(Erişim tarihi: 24.04.2017).

Anonim, 2017. Dual phase steels. <http://automotive.arcelormittal.com/europe/products/ahss/dp/en->-(Erişim tarihi: 25.04.2017).

Ayhan A.O. 2015. Sonlu elemanlar analizi teori ve ANSYS ile uygulamalar. Palme Yayıncılık, Ankara, 906 s.

Başkan, O. 2004. Gölbaşı topraklarının mühendislik-fiziksel özellik ilişkilerinde jeostatistik uygulaması. *Doktora tezi*, AÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Toprak Anabilim Dalı, Bursa.

Cao, L., Yao, C. 2016. Reliability optimal design of B-Pillar in side impact. SAE International.

- Gary Wang, G., Dong, Z., Aitchison, P. 2001.** Adaptive response surface method-a global optimization scheme for approximation-based design problems. *Engineering Optimization*, 33(6):707-733.
- Han, J., Yamazaki, K. 2001.** A study on the crashworthiness of S-shape square tubes. *WIT Transactions on The Built Environment*, 52:141-150.
- Karaboğa, D. 2014.** Yapay zeka optimizasyon algoritmaları. Nobel Akademik Yayıncılık Eğitim Danışmanlık Tic. Ltd. Şti, Ankara, 245 s.
- Kaya, N., 2017.** Mühendislikte optimizasyon. <http://necmi.home.uludag.edu.tr/>-(Erişim tarihi: 24.04.2017).
- Keeler, S., Kimchi, M. 2014.** Advanced high strength steels application guidelines Version 5.0. <http://www.worldautosteel.org/projects/advanced-high-strength-steel-application-guidelines/>-(Erişim tarihi:01.02.2017).
- Kumar, S., Deb, P. 2014.** Improving side crash performance of a compact car via CAE. SAE International.
- Levin, D. 1998.** The approximation power of moving least-squares. *Mathematics of Computation of the American Mathematical Society*, 67(224):1517-1531.
- Malkusson, R., Karlsson, P. 1998.** Simulation method for establishing and satisfying side impact design requirements. International Body Engineering Conference & Exposition, September 29 - October 1, 1998, Detroit, Michigan.
- Marklund, P.O., Nilsson, L. 2001.** Optimization of a car body component subjected to side impact. *Struct Multidisc Optim*, 21:383-392.
- Messac, 2015.** Optimization in practice with matlab. Cambridge University Press, New York, 496 pp.
- Múnera, D.D., Pinard, F., Lacassin, L. 2006.** Very and ultra high strength steels based tailored welded blanks: A step further towards crashworthiness improvement. 2006 SAE World Congress, April 3-6, 2006, Detroit, Michigan.
- Öztürk, İ., Kaya, N. 2008.** Crash analysis of vehicle front bumper and its optimization. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering and Architecture*, 13(1):119-127.
- Öztürk, İ., Öztürk, F. 2016.** Araç B-Sütunu çarpışma analizi ve hızlandırılmış tasarım yaklaşımı ile optimizasyonu. 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi-OTEKON 2016, 23-24 Mayıs 2016, Bursa.
- Pan, F., Zhu, P., Zhang, Y. 2010.** Metamodel-based lightweight design of B-pillar with TWB structure via support vector regression. *Computers and Structures*, 88:36-44.
- Ponginan, R., 2017.** One-Click optimization. <http://www.altairuniversity.com/12128-one-click-optimization/>-(Erişim tarihi: 24.04.2017).
- Rao, S.S. 2009.** Engineering optimization theory and practice. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 830 pp.

Shi, L., Yang, R. J., Zhu, P. 2013. An adaptive response surface method for crashworthiness optimization. *Engineering Optimization*, 45(11):1365-1377.

Teng, T. L., Chang, K. C., Nguyen, T. H. 2008. Crashworthiness evaluation of side-door beam of vehicle. *Technische Mechanik*, 28(3-4): 268-278.

Watanebe, K., Tachibana, M., Wiemann, M., Frankenberg, D. 2006. Vehicle side structure concept using ultra high strength steel and rollforming technology. 2006 SAE World Congress, April 3-6, 2006, Detroit, Michigan.

Xu, F., Sun, G., Li, G., Li, Q. 2013. Crashworthiness design of multi-component tailor-welded blank (TWB) structures. *Struct Multidisc Optim*, 48:653-667.

Yang, Z., Peng, Q., Yang, J. 2012. Lightweight design of B-pillar with TRB concept considering crashworthiness. Third International Conference on Digital Manufacturing & Automation.

Yıldızhan, M., Efendioğlu, B., Kaya, N., Öztürk, İ., Albak, E., Öztürk, F. 2016. Design of improved energy absorbing pads to reduce occupant injuries in vehicle side impact. *Int. J. Vehicle Design*, 71(1-4): 174-190.

Youn, B. D., Choi, K. K. 2004. A new response surface methodology for reliability-based design optimization. *Computers & structures*, 82(2):241-256.

Zhang, B., Yang, J., Zhong, Z. 2010. Optimisation of vehicle side interior panels for occupant safety in side impact. *International Journal of Crashworthiness*, 15(6):617-623.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İsmail ÖZTÜRK
Doğum Yeri ve Tarihi : BURSA/18.06.1982
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : YAD Bursa Çelebi Mehmet Lisesi (2000)
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü (2005)
Uludağ Üniversitesi Endüstri Mühendisliği Bölümü Yan
Alan Derecesi (2006)
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü (2008)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Araştırma Görevlisi, Uludağ Üniversitesi, Bursa (2013-...)
Proje Uzmanı, Durmazlar Makine San. ve Tic. A.Ş, Bursa
(2011-2013)
Bakım Sorumlusu, Erkurt Holding A.Ş, Bursa(2009-2011)
İletişim (e-posta) : ismailozturk@uludag.edu.tr
ismailozturk82@gmail.com

Yayımları

Yıldızhan, M., Efendioğlu, B., Kaya, N., Öztürk, İ., Albak, E.İ., Öztürk, F. 2016. Design of improved energy absorbing pads to reduce injuries in vehicle side impact. *Int. J. Vehicle Design*, 71(1/2/3/4):174-190.

Öztürk, İ., Öztürk, F. 2016. Araç B-Sütunu çarpışma analizi ve hızlandırılmış tasarım yaklaşımı ile optimizasyonu. 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi-OTEKON 2016, 23-24 Mayıs 2016, Bursa.

Albak, E.İ., Yıldızhan, M., Efendioğlu, B., Öztürk, İ., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk, F. 2016. Araç yan çarpışma sönümleyicilerin optimum tasarımı. 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi-OTEKON 2016, 23-24 Mayıs 2016, Bursa.

Öztürk, İ., Albak, E.İ., Yıldızhan, M., Efendioğlu, B., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk, F. 2015. Optimum Design of Vehicle Parts Using Simulation Based Approaches and Approximation Techniques. 3rd International Symposium on Engineering, Artificial Intelligence and Applications-ISEAIA 2015, 4-6 Kasım 2015, Girne, Kuzey Kıbrıs.

Albak, E.İ., Öztürk, İ., Kaya, N., Öztürk, F., Yıldızhan, M., Efendioğlu, B. 2014. Araç yan darbe sönümleyici tasarımı projesi poster sunumu. Uludağ Üniversitesi IV. Bilgilendirme ve Ar-Ge Günleri, 11-13 Kasım 2014, Bursa.

Öztürk, İ., Kaya, N., Öztürk, F. 2014. Otomobil ön tampon çarpışma simülasyonu ve optimizasyonu. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi-OTEKON 2014, 26-27 Mayıs 2014, Bursa.

Yıldızhan, M., Efendioğlu, B., Öztürk, I., Albak, E.İ., Kaya, N., Öztürk, F. 2014. Araç yan çarpışma enerji sönümleyicilerin optimum tasarımı: Kapı darbe sönümleyici tasarımı ve analizi. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi-OTEKON 2014, 26-27 Mayıs 2014, Bursa.

Öztürk, İ., Kaya, N. 2008. Crash analysis of vehicle front bumper and its optimization. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering and Architecture*, 13(1):119-127.

