



**GELENEKSEL İMAL EDİLEN MEKANİK
PARÇANIN TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU VE
SONLU ELEMENLAR ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed Esad KAYACAN

Danışman

Prof. Dr. Bekir YALÇIN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Aralık 2023

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GELENEKSEL MEKANİK PARÇANIN TOPOLOJİ TASARIMININ
SONLU ELEMANLAR ANALİZİ VE EKLEMELİ İMALATI

Muhammed Esad KAYACAN

Danışman

Prof. Dr. Bekir YALÇIN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Aralık 2023

TEZ ONAY SAYFASI

Muhammed Esad KAYACAN tarafından hazırlanan “Geleneksel İmal Edilen Mekanik Parçanın Topoloji Optimizasyonu ve Sonlu Elemanlar Analizi” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 29 / 12 / 2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Bekir YALÇIN

Başkan : Prof. Dr. Abdullah KURT
Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Şükrü ÜLKER
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
..... / / tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....
Prof. Dr. Bekir YALÇIN

Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI
Afyon Kocatepe Üniversitesi

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.

15 / 01 / 2024

Muhammed Esad KAYACAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GELENEKSEL İMAL EDİLEN MEKANİK PARÇANIN TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Muhammed Esad KAYACAN

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Bekir YALÇIN

Günümüz endüstrisinde, makine cihaz ve sistemlerde enerji verimliliği, imalat maliyeti, hassasiyet, ergonomi ve hafiflik kriterleri öne çıkmaktadır. Belirtilen kriterlerin her biri için, makine parçası imalatında ayrı ayrı mühendislik uygulamalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışma kapsamında otomotiv sektöründe imalatı yapılan bir braket parçası için topoloji optimizasyon çalışması yapılarak kütle azaltması gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada tasarlanan parçanın imalatında kısıtlamalar olmaması için eklemeli imalat önerilerek tasarım kriterleri azaltılmıştır. Optimizasyon çalışmasında girdi parametreleri; latis hücre tipi, latis hücrelerde maksimum ve minimum hücre kalınlığı ve birim hücre boyutu seçilmiştir. Girdi parametrelerinden latis hücre tipinde; schwarz, diamond, gyroid, lidinoid, splitp ve neovious olarak 6 tip hücre seçilmiştir. Minimum hücre kalınlığı için; 0,4 mm, 0,5 mm, 0,6 mm, maksimum hücre kalınlığı için; 4 mm, 4,5 mm, 5 mm ve birim hücre hacmi için ise 27 mm^3 , 64 mm^3 ve 125 mm^3 olmak üzere üç parametre seçilmiştir. Yapılması planlanan sonlu elemanlar analizlerinin (FEA) optimizasyonu için Taguchi metodu kullanılmış ve neticede FEA sayısı 18 olarak belirlenmiştir. FEA sonucunda, seçilen parça üzerinde oluşan von-Mises gerilme esas alınarak 32%'den fazla kütle azaltması gerçekleştirilebileceği sonucuna varılmıştır.

2023, xiii + 74 sayfa

Anahtar Kelimeler: Topoloji Optimizasyon, Sonlu Elemanlar Analizi, Taguchi Deney
Tasarımı, Eklemeli İmalat

ABSTRACT
M.Sc. Thesis

**TOPOLOGY OPTIMIZATION AND FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A
CONVENTIONALLY MANUFACTURED MECHANICAL PART**

Muhammed Esad KAYACAN

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Bekir YALÇIN

In today's industry, the criteria of energy efficiency, manufacturing cost, precision, ergonomics and lightness come to the fore in machine devices and systems. For each of these criteria, separate engineering applications are needed in machine part manufacturing. Within the scope of this study, a bracket part manufactured in the automotive industry was selected and mass reduction was realized by performing a topology optimization study. In this study, design criteria were reduced by proposing additive manufacturing to avoid constraints in the manufacturing of the designed part. In the optimization study, input parameters; lattice cell type, maximum and minimum cell thickness in lattice cells and unit cell size were selected. For the lattice cell type, 6 types of cells were selected as schwarz, diamond, gyroid, lidinoid, splitp and neovious. For minimum cell thickness; 0,4 mm, 0,5 mm, 0,6 mm, for maximum cell thickness; 4 mm, 4,5 mm, 5 mm and for unit cell volume; 27 mm³, 64 mm³ and 125 mm³ were selected. Taguchi method was used for the optimization of the planned finite element analyses (FEA) and the number of FEAs was determined as 18. As a result of the FEA, it was concluded that more than 32% mass reduction can be realized based on the von-Mises stress on the selected part.

2023, xii + 74 pages

Keywords: Topology Optimization, Finite Elements Analysis, Taguchi Experimental Design, Additive Manufacturing

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Bekir Yalçın'a, parça seçimi ve yardımlarından dolayı Btech firmasına, her konuda öneri ve eleştirileriyle yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolayı eşim Esma' ya ve aileme teşekkür ederim.

Muhammed Esad KAYACAN

Afyonkarahisar 2023

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
RESİMLER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	2
2.1 Eklemeli İmalat	2
2.1.1 Foto-Polimerizasyon.....	5
2.1.2 Malzeme Ekstrüzyon	6
2.1.3 Malzeme Püskürtme	6
2.1.4 Bağlayıcı Püskürtme	6
2.1.5 Toz Yataklı Ergitme.....	7
2.1.6 Doğrudan Enerji Biriktirme	7
2.1.7 Levha/Saç Laminasyon.....	7
2.2 Yapısal Optimizasyon	8
2.2.1 Boyut Optimizasyonu	8
2.2.2 Şekil Optimizasyonu.....	9
2.2.3 Topoloji Optimizasyonu	9
2.2.3.1 Topoloji Optimizasyon Metodolojisi	10
2.3 Eklemeli İmalatta Topoloji Optimizasyon	14
2.3.1 Eklemeli İmalatta Topoloji Optimizasyon Çalışmaları	14
3. MATERYAL ve METOT	16
3.1 Parça Seçimi ve Optimizasyon Öncesi Hazırlık.....	19
3.2 Topoloji Optimizasyon	20
3.2.1 Sonlu Elemanlar Analizi ve Kriter Verilerin Bulunması.....	20
3.2.2 Braketten Kütle Azaltma	24
3.2.3 Hacim Azaltması Yapılan Parçaya Topoloji Optimizasyon	27
3.2.3.1 Topoloji Tasarım Yapılan Geometrilere.....	29
4. BULGULAR	40

5. TARTIşMA ve SONUÇ	68
6. KAYNAKLAR.....	69
ÖZGEÇMİř.....	74



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

γ	Amaç fonksiyonu
C_k	Tasarım kısıtlaması
$\rho(x)$	Yoğunluk fonksiyonu
$\chi(x)$	Karakteristik fonksiyon
$\psi(x)$	Level-set fonksiyonu
ζ	Tasarım değişkeni
Ω	Tasarım alanı
ρ_e	Eleman e için yoğunluk
$\mathbb{C}$	Malzeme yapısal tensörü
E	Young modülü
$\mathbb{K}$	Sertlik matrisi

Kısaltmalar

FEA	Sonlu elemanlar analizi
CAD	Bilgisayar destekli tasarım
STL	Stereolitografi
3D	3 boyut
2D	2 boyut
Al	Alüminyum
FE	Sonlu elemanlar
SIMP	Penalizasyonlu katı izotropik malzeme
DOE	Deney tasarımı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1 Eklemeli İmalat Market Hacmi (İnt. Kyn. 1.)	3
Şekil 2.2 Eklemeli İmalat Türleri	4
Şekil 2.3 Foto-polimerizasyon yöntemi şematik gösterimi (Bikas vd. 2016)	5
Şekil 2.4 Yapısal optimizasyon yöntemlerinin görsel kıyaslaması (Mao vd. 2023)	8
Şekil 3. 1 Tasarımı ve optimizasyonu yapılan parça ve sistem.	19
Şekil 3. 2 Implicit ve CAD body tanımlamaları.	21
Şekil 3. 3 a) Braketler ve sabitleme yüzeyleri. b) Basamak ve kuvvet yüzeyi.	22
Şekil 3. 4 Ön analiz.	23
Şekil 3. 5 Ön analiz Von-mises gerilme değeri sonucu.	23
Şekil 3. 6 Nokta haritasından alan (field from point map) bloğu.	24
Şekil 3. 7 Değişken kabuk (variable shell) bloğu.	25
Şekil 3. 8 Braket içerisinden çıkarılan parça.	25
Şekil 3. 9 Kütle azaltması yapılan geometri kesiti.	26
Şekil 3. 10 Kütle azaltması yapılan parçanın FE analizi ve Von-mises gerilme değerleri	26
Şekil 3. 11 Ağırlık tasarrufu (weight saving) bloğu	27
Şekil 3. 12 Taguchi deney tasarımı şablonu.	27
Şekil 3. 13 Kullanılan latis hücre tipleri.	29
Şekil 3. 14 Örnek analiz girdi bloğu.	30

Şekil 3. 15 Birinci tip geometri kesit görüntüleri.	31
Şekil 3. 16 İkinci tip geometri kesit görüntüleri.	31
Şekil 3. 17 Üçüncü tip geometri kesit görüntüleri.	32
Şekil 3. 18 Üçüncü tip geometri kesit görüntüleri.	32
Şekil 3. 19 Beşinci tip geometri kesit görüntüleri.	33
Şekil 3. 20 Altıncı tip geometri kesit görüntüleri.	33
Şekil 3. 21 Yedinci tip geometri kesit görüntüleri.	34
Şekil 3. 22 Sekizinci tip geometri kesit görüntüleri.	34
Şekil 3. 23 Dokuzuncu tip geometri kesit görüntüleri.	35
Şekil 3. 24 Onuncu tip geometri kesit görüntüleri.	35
Şekil 3. 25 On birinci tip geometri kesit görüntüleri.	36
Şekil 3. 26 On iki tip geometri kesit görüntüleri.	36
Şekil 3. 27 On üçüncü tip geometri kesit görüntüleri.	37
Şekil 3. 28 On dördüncü tip geometri kesit görüntüleri.	37
Şekil 3. 29 On beşinci tip geometri kesit görüntüleri.	38
Şekil 3. 30 On altıncı tip geometri kesit görüntüleri.	38
Şekil 3. 31 On yedinci tip geometri kesit görüntüleri.	39
Şekil 3. 32 On sekizinci tip geometri kesit görüntüleri.	39
Şekil 4.1 a) Braket analizi. b) Birinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Birinci Analiz deplasman skalası.	40
Şekil 4. 2 Birinci Analiz yüzde kütle azaltma.	40
Şekil 4.3 a) Braket analizi. b) İkinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) İkinci Analiz deplasman skalası.	41

Şekil 4.4 İkinci analiz yüzde kütle azaltma.	41
Şekil 4.5 a) Braket analizi. b) Üçüncü Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Üçüncü Analiz deplasman skalası.	42
Şekil 4.6 Üçüncü Analiz yüzde kütle azaltma.	42
Şekil 4.7 a) Braket analizi. b) Dördüncü Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Dördüncü Analiz deplasman skalası.	43
Şekil 4.8 Dördüncü Analiz yüzde kütle azaltma.	43
Şekil 4.9 a) Braket analizi. b) Beşinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Beşinci Analiz deplasman skalası.	44
Şekil 4.10 Beşinci Analiz yüzde kütle azaltma.	44
Şekil 4.11 a) Braket analizi. b) Altıncı Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Altıncı Analiz deplasman skalası.	45
Şekil 4.12 Altıncı Analiz yüzde kütle azaltma.	45
Şekil 4.13 a) Braket analizi. b) Yedinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Yedinci Analiz deplasman skalası.	46
Şekil 4.14 Yedinci Analiz yüzde kütle azaltma.	46
Şekil 4.15 a) Braket analizi. b) Sekizinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Sekizinci Analiz deplasman skalası.	47
Şekil 4.16 Sekizinci Analiz yüzde kütle azaltma.	47
Şekil 4.17 a) Braket analizi. b) Dokuzuncu Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Dokuzuncu Analiz deplasman skalası.	48
Şekil 4.18 Dokuzuncu Analiz yüzde kütle azaltma.	48
Şekil 4.19 a) Braket analizi. b) Onuncu Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Onuncu Analiz deplasman skalası.	49
Şekil 4.20 Onuncu Analiz yüzde kütle azaltma.	49

Şekil 4.21 a) Braket analizi. b) On Birinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Birinci Analiz deplasman skalası.	50
Şekil 4.22 On Birinci Analiz yüzde kütle azaltma.	50
Şekil 4.23 a) Braket analizi. b) On İkinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On İkinci Analiz deplasman skalası.	51
Şekil 4.24 On İkinci Analiz yüzde kütle azaltma.	51
Şekil 4.25 a) Braket analizi. b) On Üçüncü Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Üçüncü Analiz deplasman skalası.	52
Şekil 4.26 On Üçüncü Analiz yüzde kütle azaltma.	52
Şekil 4.27 a) Braket analizi. b) On Dördüncü Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Dördüncü Analiz deplasman skalası.	53
Şekil 4.28 On Dördüncü Analiz yüzde kütle azaltma.	53
Şekil 4.29 a) Braket analiz. b) On Beşinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Beşinci Analiz deplasman skalası.	54
Şekil 4.30 On Beşinci Analiz yüzde kütle azaltma.	54
Şekil 4.31 a) Braket analizi. b) On Altıncı Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Altıncı Analiz deplasman skalası.	55
Şekil 4.32 On Altıncı Analiz yüzde kütle azaltma.	55
Şekil 4.33 a) Braket analizi. b) On Yedinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Yedinci Analiz deplasman skalası.	56
Şekil 4.34 On Yedinci Analiz yüzde kütle azaltma.	56
Şekil 4.35 a) Braket analizi. b) On Sekizinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Sekizinci Analiz deplasman skalası.	57
Şekil 4.36 On Sekizinci Analiz yüzde kütle azaltma.	57

Şekil 4.37 Maksimum ve minimum latis kalınlığının yüzde kütle azaltmasına olan etkisi.	59
Şekil 4.38 Maksimum ve minimum latis kalınlığının Von-Mises gerilme üzerindeki etkisi.	60
Şekil 4. 39 Maksimum ve minimum latis kalınlığının deplasman üzerindeki etkisi.....	60
Şekil 4.40 Hücre tipi ve birim hücre hacminin yüzde kütle azaltma üzerindeki etkisi. .	61
Şekil 4.41 Hücre tipi ve birim hücre hacminin Von-Mises gerilme üzerindeki etkisi. ..	62
Şekil 4.42 Hücre tipi ve birim hücre hacminin deplasman üzerindeki etkisi.	62
Şekil 4.43 Girdi parametrenin yüzde kütle azaltma üzerindeki ortalama değerleri.	63
Şekil 4.44 Girdi parametrelerinin deplasman üzerindeki etkiler.	63
Şekil 4.45 Her parametre kategorisinin Von-Mises üzerindeki yüzde dağılımı.....	64

RESİMLER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3. 1 Taguchi deney tasarımı sonrası optimize edilmiş deneyler.....	28
Çizelge 4.1 FEM sonuçları.	58
Çizelge 4.2 Her parametre kategorisinin Von-Mises üzerindeki yüzde dağılımı.....	65
Çizelge 4.3 Her parametre kategorisinin yüzde kütle azaltma üzerindeki yüzde dağılımı.	65
Çizelge 4.4 Her parametre kategorisinin deplasman üzerindeki yüzde dağılımı.	65
Çizelge 4.5 Von-Mises verilerinin doğruluk testi.	66
Çizelge 4.6 Yüzde kütle azaltma verilerinin doğruluk testi.	66
Çizelge 4.7 Deplasman verilerinin doğruluk testi.	67

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında, enerji verimliliği, zaman ve kaynak tasarrufu gibi konular önemini giderek arttırmaktadır. İmalat sektörü de bu trende uyarak, başlıca imal edilecek parçanın imalat süresi, imalat için harcanacak enerji ve sarf malzeme tasarrufu hususunda iyileştirmeler için araştırmalar yapmakta ve projeler geliştirmektedir. Mühendisler ve araştırmacılar tarafından tasarım aşamasında çeşitli yöntemler kullanılarak bu amaç üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Tasarım aşamasında yapılan çalışmalardan birisi ise yapısal optimizasyon yöntemidir. İmal edilecek herhangi bir parçanın tasarımı, istenilen fonksiyonu yerine getirebilen, yeterince mukavemetli olan ve parçanın olabildiğince hafif olan şekilde tasarlanması yapısal optimizasyon yöntemlerinin ortak hedefidir. Yapısal optimizasyon yöntemleri ise üçe ayrılmaktadır; boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu. Topoloji optimizasyon çalışması, sistem performansını en üst düzeye çıkartmak amacıyla belirli yük, sınır şartları ve kısıtlamalar kümesi içerisinde malzeme düzenini optimize etmeyi amaçlayan matematiksel yöntemdir. Yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda ise imal edilecek bir geometri ortaya çıkmakta fakat geleneksel imalat yöntemi ile her zaman bu geometrinin imalatı gerçekleştirilememektedir. Günümüz imalat sektöründe, geleneksel imalat yöntemleri ile imal edilemeyecek bir parçayı imal etmek için eklemeli imalat yöntemi kullanılmaktadır. Eklemeli imalat yöntemi, günümüz endüstri dünyasında hızla yaygınlaşan ve gelişen bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır. Özellikle tasarım serbestliği sunması sayesinde tasarımcı ve mühendislerin ilgisini de çekmektedir. Tasarımcıya imalat serbestliği sunması sayesinde, yapısal optimizasyon ve özellikle topoloji optimizasyon yöntemiyle uyumlu olarak kullanılmaktadır. Eklemeli imalata uygun olarak optimize etmek için çeşitli girdi parametreleri olmakla birlikte bu parametrelerin de farklı değerleri bulunmaktadır. Bu bağlamda optimizasyon çalışması yaparken zamandan tasarruf ederek analiz sayılarını azaltmak için Taguchi deney tasarım metodu kullanılmaktadır. Taguchi metodundan elde edilen veriler neticesinde deneylerin tasarımı (DOE) analizleri yapılarak deneylerin doğruluğu tayini yapılmaktadır.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

İmalat endüstrisinde, imal edilmesi planlanan parçanın ilk önce tasarımı ve analizinin yapılması gerekmektedir. Tasarım ve analizler günümüz dünyasında bilgisayar ortamında yapılmaktadır. Tasarımı aşamasında ise göz önüne alınması gereken başlıca parametreler şu şekilde sıralanabilir: Kullanılacak malzeme, kullanım amacı, maruz kaldığı kuvvet ve etkiler ve imal etme yöntemi. Bu parametreler içinde imal etme yöntemi önemli kısıtlamaları ve parçanın fonksiyonlarını belirlemektedir. Örneğin, hafif ve yeterli dayanıma sahip, yük absorbe yeteneği yüksek hücresel yapılar eklemeli imalat ile hayatımızı girmiş ve otomotiv, uçak ve medikal sektörler gibi birçok alanda fonksiyonel olarak kullanılmaya başlanılmıştır (Javaid ve Haleem 2018, Najmon vd. 2019, Vasco 2021). Plastik şekil verme, talaşlı imalat, döküm gibi geleneksel imalat yöntemleri ile imal edilemeyecek komplekslikteki parçaların imalatı, eklemeli imalat ile mümkün hale gelmiştir. Görece yeni olan bu imalat yöntemi gün geçtikçe yaygınlaşmakta ve imalat hızı ve maliyet bakımından gelişme aşamasında olduğu için araştırmacıların ve endüstrinin ilgi odağı haline gelmiştir.

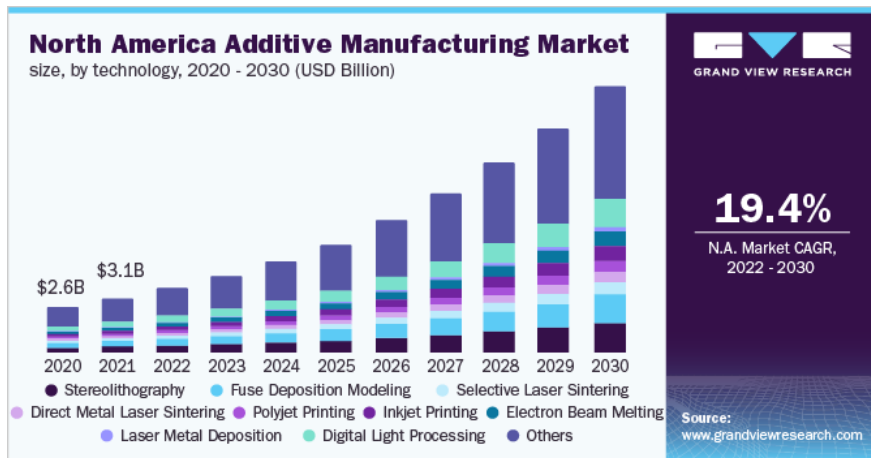
İmal edilecek parçanın tasarım aşamasında dikkat edilmesi gereken belli başlı kriterler vardır. İmal edilebilirlik, maliyet, fonksiyon, kullanım koşulları, malzeme seçimi bunların sadece bazılarıdır. Bu kriterleri optimum koşullarda sağlamak için çeşitli optimizasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Yapısal optimizasyon yöntemleri uzun yıllardır bu amaç doğrultusunda kullanılmaktadır. Eklemeli imalatın gelişmesi ile günümüzde optimizasyon yöntemlerinin dezavantajlarından olan imal edilebilirlik kısıtlaması büyük oranda ortadan kalmış oldu. Endüstrideki bu gelişmeler sayesinde optimizasyon yöntemlerine olan ilgiyi arttırmış ve araştırmacıların odak noktalarından birisi haline gelmiştir.

2.1 Eklemeli İmalat

Eklemeli imalat ya da yaygın olarak bilinen adı ile üç boyutlu yazıcı teknolojisi, bilgisayar destekli tasarım (CAD) ile başlamış ve bu tasarımın stereolitografiye (STL) formatına dönüştürülmesinden sonra ortaya çıkmıştır (Yalcin ve Ergene 2017). İlk olarak 1987 yılında ultraviyole ışını kullanılarak ışığa duyarlı termoset polimerin tabakalar

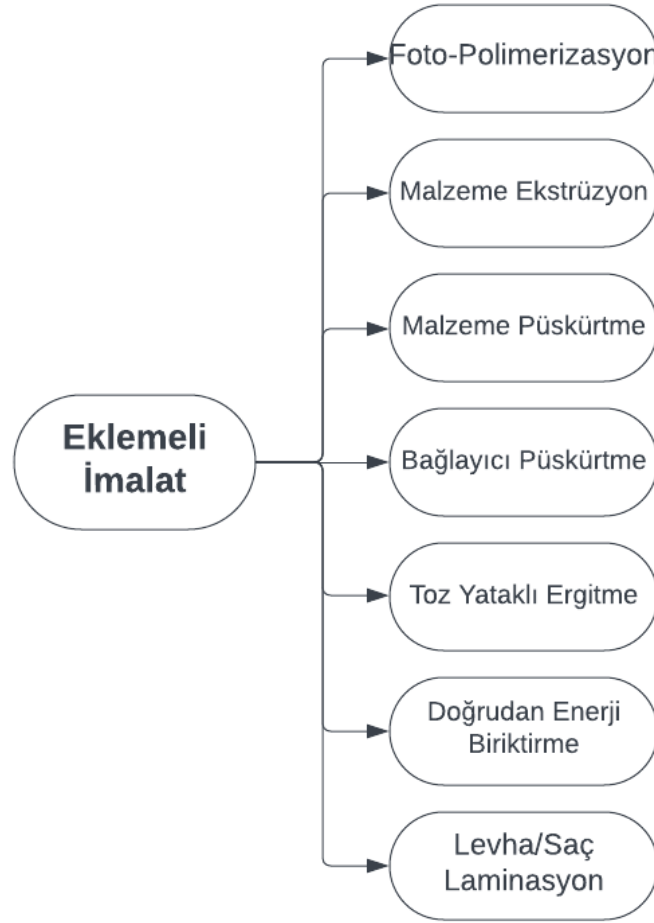
halinde katılaştırmasını sağlayarak ticari 3D polimer yazıcı geliştirilmiştir (Wohlers ve Gornet 2015). Geleneksel imalat yöntemlerinin aksine, geometri elde etmek için sarf malzemeden parça eksiltmek yerine, 3D model verilerinden geometri elde etmek için malzemeleri katman katman birleştirme ile son ürünün imal edilme yöntemidir (ASTM International 2012). Parça geometrisi eklemeli imalat ile daha sonra herhangi bir talaş kaldırma veya plastik şekil verme işlemi uygulanmadan tek kademede imal edilebilmektedir (Wohlers ve Gornet 2015). Eklemeli imalat tasarım aşaması ile başlar ve tasarlanan parça geometrisinin STL formatına dönüştürülerek ilgili paket programlar aracılığı ile katmanlar halinde dilimlenmesi ile devam eder. Bu aşamada ayrıca imalat parametreleri: imalat hızı, katman kalitesi, kullanılacak malzeme vs. parametreleri belirlenerek imalat sürecine hazırlanılır. Bilgisayar ortamında yapılan hazırlıklar tamamlandıktan sonra imalat cihazına aktararak imalat süreci başlatılır. İmalat süreci tamamlandıktan sonra ise parça temizleme, varsa destek yapıların temizlenmesi, fırınlanma, sinterleme ve infiltrasyon gibi işlemler uygulanarak nihai ürün elde edilir (Bardakci 2019).

Görece yeni olan bu imalat yönteminin kullanım alanları günümüzde hızla artmaktadır. 2021 yılında yapılan bir araştırmada eklemeli imalatın 2021 yılında market hacmi 13,84 milyar dolar olduğu, 2022 yılında ise bu değerin yüzde 20'den fazla artarak 16,75 milyar dolara çıktığı görülmüştür. Ayrıca verilen raporda 2030 yılına kadar market hacminin yüzde 20,8 artış göstermesi tahmin edilmiştir (İnt. Kyn. 1.). Şekil 2.1'de beklentilerin görsel hali sunulmuştur.



Şekil 2.1 Eklemeli İmalat Market Hacmi (İnt. Kyn. 1.)

Eklemeli imalat teknolojileri genel olarak yedi farklı başlık altında ele alınmakta ve bu Amerikan Test ve Malzemeler Birliği (ASTM) tarafından şu şekilde sınıflandırılmıştır: foto-polimerizasyon, malzeme ekstrüzyon, malzeme püskürtme, bağlayıcı püskürtme, toz yataklı ergitme, doğrudan enerji biriktirme ve levha/saç laminasyon (ASTM International 2015). Şekil 2.2’de bu sınıflandırmalar tablo halinde gösterilmiştir.

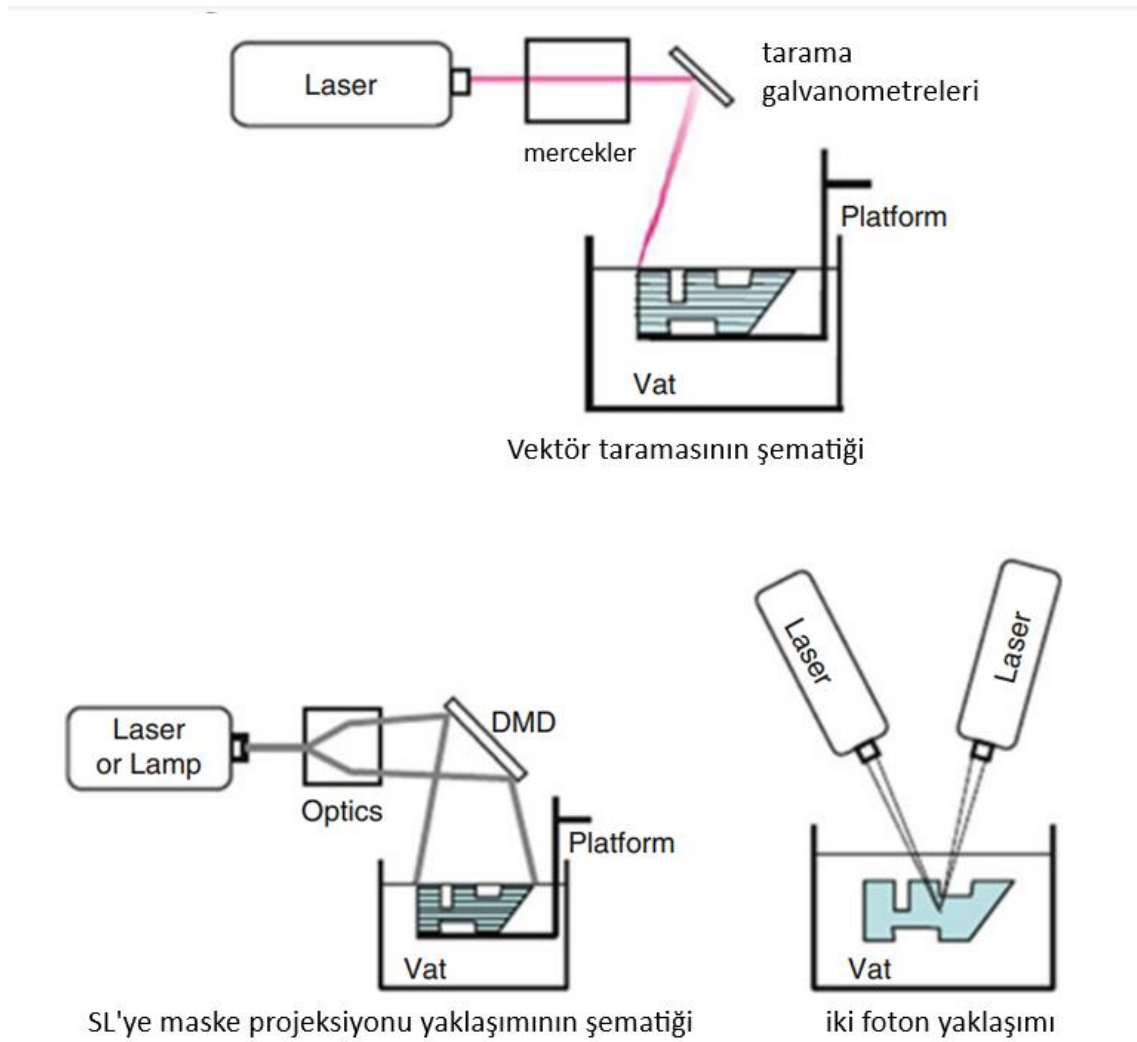


Şekil 2.2 Eklemeli İmalat Türleri

Ayrıca farklı türde sınıflandırma yapan araştırmacılar da bulunmaktadır. Wong ve Hernandez eklemeli imalatı üretim sırasında kullanılan malzeme türüne göre sınıflandırarak; sıvı, katı ve toz olarak 3 ana başlık altına toplamıştır (Wong ve Hernandez 2012).

2.1.1 Foto-Polimerizasyon

Foto-polimerizasyon yöntemi, radyoaktif ışın, led ışın ve lazer ışını gibi kürleyici sistemler aracılığıyla reçine tankı içerisinde bulunan sıvının ilk katmandan başlayarak katman katman katılaşmasını sağlayarak imal edilmesi yöntemidir (Bikas vd. 2016). Foto-Polimerizasyon yönteminin şematik gösterimi Şekil 2.3’de verilmiştir. Foto-Polimerizasyon yönteminde ışığa duyarlı malzemelerdir ve ışığa duyarlı polimer reçine ise bunların en yaygın kullanılandır.



Şekil 2.3 Foto-polimerizasyon yöntemi şematik gösterimi (Bikas vd. 2016)

2.1.2 Malzeme Ekstrüzyon

Metal tozu ve bağlayıcılardan oluşan hammadde, filament yumuşayıp baskı nozulundan ekstrüde edilebilene kadar ısıtılır. Isıtılan malzeme, yapıştırmayı kolaylaştırmak için ısıtılan tablaya, x ve y eksenlerinde hareket eden nozul ucundan çıkarak uygun geometri elde edilene kadar katman katman imal edilir. Z ekseninde hareket ise nozul ya da tabla hareketi ile olmaktadır. Ayrıca gelişen teknoloji ile x ve y eksenlerindeki harekette kimi cihazlarda nozul aracılığıyla değil tabla aracılığı ile olmaktadır (Suwanpreecha ve Manonukul 2022). Malzeme ekstrüzyon yöntemi en bilinen yöntemlerin başında gelir. Günümüzde masa tipi olarak bilinen ve çevremizde sık sık karşılaştığımız, üç boyutlu yazıcı olarak bilinen yazıcı tipi malzeme ekstrüzyon yöntemi kullanan yazıcılardır (Jiang ve Fu 2023).

2.1.3 Malzeme Püskürtme

Malzeme püskürtmeli eklemeli imalat yönteminde hammadde damlacıkları seçici olarak biriktirilir. Bu yöntemde fotopolimer malzemeler havası alınmış tanklarda muhafaza edilir. Tanktan nozula gelene kadar olan yolda fotopolimer ısıtılarak tabla üzerine çok ince bir tabaka oluşturacak şekilde damlacıklar biriktirir. Belirli dalga boyunda ışık kaynakları ile fotopolimere kürleme işlemi gerçekleştirilir. Katmandaki kürleme işlemi tamamlandıktan sonra tabla katman kalınlığı miktarında aşağıya inerek bir sonraki katmana geçilir (Gülcan vd. 2021). Nihai ürün elde edilene kadar süreç tekrarlanır.

2.1.4 Bağlayıcı Püskürtme

Bağlayıcı püskürtme yönteminde, toz yatağının üzerine 3D CAD ortamından alınıp dilimlenen 2D verileri doğrultusunda nozul aracılığıyla bağlayıcı bırakılır. İlgili katmandaki bağlayıcı bırakma işlemi tamamlandıktan sonra tabla, katman kalınlığı kadar mesafe aşağıya iner ve toz serimi gerçekleşerek parça tamamlanana kadar bu basamaklar devam eder (Mirzababaei ve Pasebani 2019). Bağlayıcı püskürtme yönteminde hiçbir ısı kaynağı kullanılmadığı için üretim için çok çeşitli malzemeler kullanılabilir. Ayrıca eklemeli imalat yöntemleri arasında en uygun maliyetli tekniklerden birisi olarak kabul edilmektedir (Gokuldoss vd. 2017).

2.1.5 Toz Yataklı Ergitme

Adından da anlaşılacağı üzere toz yataklı ergitme eklemeli imalat yönteminde metal tozları imalat malzemesi olarak kullanılmaktadır. Eklemeli imalat cihazında metal tozları özel mekanik sistemler vasıtasıyla ince bir tabaka halinde serilir ve düzleştirilir. Tasarımı yapılan parçanın oluşması için ilgili katmanda katılaşması gereken alanlara lazer veya elektron ışını gibi yüksek güçlü ışınlar ile seçici ergitme yapılır. Her katman için bu işlem devam ederek nihai ürün elde edilir (Katz Demyanetz vd. 2019).

2.1.6 Doğrudan Enerji Biriktirme

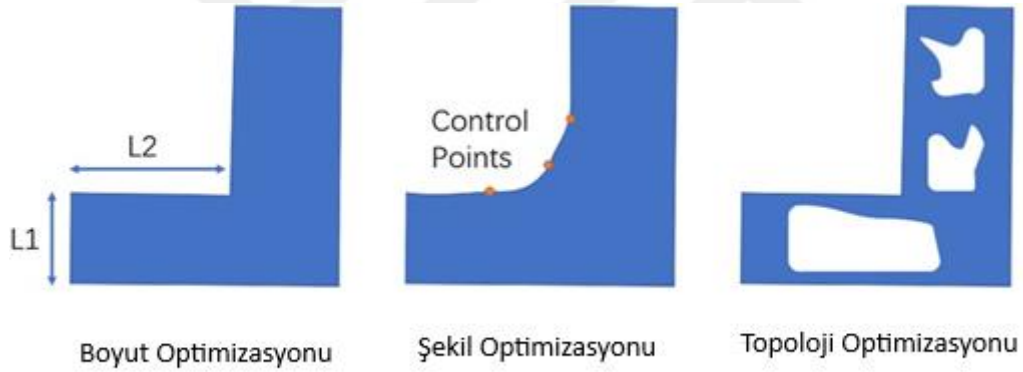
Doğrudan enerji biriktirme yönteminde imalat malzemesi olarak metal tozları veya tel kullanılmaktadır (Svetlizky vd. 2021). Doğrudan enerji biriktirme yönteminde toz yataklı ergitme sistemlerinden farklı olarak toz yatağına önceden serilmiş toz malzemeyi ergitmek yerine malzemeyi biriktirirken ergitme yapılmaktadır. Bu yöntemde bir alt tabakayı ısıtmak için dar ve odaklanmış bir bölgeye enerji yönlendirmesi yapılmaktadır. Alt tabakayı ergitirken eriyik havuzuna malzeme kaynağını da ergiterek imalat gerçekleştirilir. Bu işlem nihai ürün elde edilene kadar devam ederek istenilen geometri imal edilmiş olur (Gibson vd. 2015).

2.1.7 Levha/Saç Laminasyon

Levha laminasyon yönteminde, diğer eklemeli imalat yöntemlerindeki gibi toz ya da sıvı hammadde yerine katı levha malzemeler kullanılmaktadır. Bu yöntem eklemeli imalat ve malzeme çıkarmalı imalat yöntemlerinin kombinasyonu olarak kullanılmaktadır. Levha laminasyon yönteminde katmanlar, termal yapışkan bir kaplama ile sıvı ve basınç uygulanarak birleştirilir. CAD verisinden alınan katman geometrisi doğrultusunda lazer kaynağı ile dörtgenler halinde kesim işlemi yapılır. Bir sonraki katman bir rulo aracılığı ile serilerek işlemler peş peşe devam eder. Bu imalat yönteminde kesilen ve çıkarılacak malzemeler hemen çıkartılmayarak destek yapısı olarak görev alabilmektedir. İmalatın bitiminde ise bu yapılar kolayca çıkarılabilmektedir. Buna karşılık bu yöntemin en büyük dezavantajının başında düşük kalitede yüzey geometrisi gelmektedir (Alammar vd. 2022).

2.2 Yapısal Optimizasyon

Optimizasyon, belirli koşullar altında en iyi sonucu elde edilmesini ifade etmektedir. İmalat endüstrisinde imalat süresi ve sarf malzeme miktarı başta olmak üzere çeşitli kriterler baz alınarak optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Bu amaç doğrultusunda yaygın olarak kullanılan optimizasyon yöntemi ise yapısal optimizasyon yöntemidir. Yapısal optimizasyon ise öngörülen koşullar altında, belirli hedeflere ulaşmak için parçanın en iyi geometrisini bulmayı hedefleyen optimizasyon yöntemidir (Mei ve Wang 2021). Yapısal optimizasyon yöntemleri 3 ana başlık altında listelenebilir. Bunlar boyut optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonudur (Xiao vd. 2013). Bochun Mao ve arkadaşları 2023 yılında yayınladıkları bir makalede yapısal optimizasyon yöntemlerinin kıyaslamasını Şekil 2.4’de verilen görselle özetlemiştir (Mao vd. 2023).



Şekil 2.4 Yapısal optimizasyon yöntemlerinin görsel kıyaslaması (Mao vd. 2023).

2.2.1 Boyut Optimizasyonu

Boyut optimizasyonunda parçanın fiziksel ölçülerinin en iyi hale getirilmesi öncelenmektedir (Gebisa ve Lemu 2017). Parçanın uzunluğu, genişliği ve kalınlığı gibi parametrelerine müdahale edilerek nihai geometri elde edilme amaçlanmaktadır. Boyut optimizasyonu, silindirik geometrilerde çap ve uzunluk, prizmatik geometrilerde en, boy, yükseklik parametreleri uygulanarak parça boyutlarında ve buna bağlı olarak parça hacminde önemli değişiklikler sağlayabilmektedir.

2.2.2 Şekil Optimizasyonu

Bir parçanın genelinde düşük gerilmeler olsa bile, küçük bir yüzeye etkiyen yüksek gerilmeler tasarımın temelini oluşturmaktadır. Şekil optimizasyonu, parça yüzeyini mümkün olduğunca eşit gerilim dağılımına getirmek için kullanılan yapısal optimizasyon yöntemidir (Munk vd. 2015).

2.2.3 Topoloji Optimizasyonu

Bendsøe ve Kikuchi'nin 1988 yılında yayınladıkları makale ile sayısal topoloji optimizasyon yönteminin temelini atmış üzerine yapılan araştırmalar sonucunda bu yöntem yaygınlaşmaya ve gelişmeye başlamıştır (Bendsøe ve Kikuchi, 1988). Topoloji optimizasyon yöntemi teknolojik gelişmelerin hızlanması, hammadde kullanımının çoğalması ve imalat sürelerinin uzun olması gibi sebeplerden dolayı son yıllarda hızla yaygınlaşan bir yöntem haline gelmiş ve araştırmacıların ilgisini çekmeyi başarmıştır. Topoloji optimizasyonu, amaç fonksiyonu belirlenerek parça üzerinde bu amaca hizmet edecek şekilde geometride yapılacak değişiklikleri tanımlamaktadır. Kütle azaltmak, gerilimi düşürmek, ısınma ve soğuma sürelerini değiştirmek bu amaçlardan bazıları olarak sıralanabilir. Boyut ve şekil optimizasyon yöntemlerinden farklı olarak, serbest biçimde malzeme dağılımına olanak sağlayarak geometri içerisinde iç boşlukların oluşturulabilmesine, boşluk veya iç geometrilerin birleştirilebilmesine ve bölünebilmesine olanak sağlamaktadır. Bu nedenle boyut ve şekil optimizasyonu yöntemlerine kıyasla daha üstün bir yapısal optimizasyon performansı beklenebilir (Liu vd. 2018).

Topoloji optimizasyon için çeşitli metotlar kullanılmaktadır. Bunlardan en yaygın olarak kullanılanları SIMP (Penalizasyonlu katı izotropik malzeme) ve seviye kümesi (level-set) olarak sıralanabilir.

SIMP tekniği, önceden tanımlanan etki alanı içinde malzeme yoğunluğunu değiştirerek optimum yapıyı elde etmeyi amaçlamaktadır. Önceden tanımlanan alan, elemanlarına ayrıştırılır ve yapı performansını belirlemek için FEA kullanılır. Kavramsal olarak SIMP yöntemi, alanın bir FE analizi ve ardından alanın her bir elemanının yoğunluğunun

optimizasyonunu içerir. Daha sonra, yeni eleman yoğunlukları ile konfigürasyon analiz edilir ve optimizasyon tekrar gerçekleştirilir. Optimizasyon prosedürü yakınsama sağlanana kadar devam eder (Bendsøe vd. 2004, Rosinha vd. 2015).

Level-set yöntemi, malzeme alanının esnek bir örtük tanımını kullanan topoloji optimizasyonuna yönelik bir yaklaşımdır. Bu yapısal alan, sıfır seviyeli konturu ve yapısal sınırı tanımlayan bir seviye seti fonksiyonu ile temsil edilir (Wang ve Wang 2006). Optimizasyon sırasında, seviye kümesi fonksiyonun sıfır-seviye konturu, şekil analizi hassasiyetine dayalı olarak uygun bir yönde yer değiştirirken, arayüz örtük tanımı sıfır-seviye konturunun topolojik değişikliklerine izin verir. Bu, ara yoğunlukların yapının sınırı etrafında küçük bir bantla sınırlandırıldığı keskin sınır tasarımları için topoloji optimizasyonları mümkün kılar (van Dijk vd. 2010).

2.2.3.1 Topoloji Optimizasyon Metodolojisi

Topoloji optimizasyon yöntemi, belirli bir amaç fonksiyonunu, γ , en aza indiren malzeme dağılımını arar, bir veya daha fazla tasarım kısıtlamasına, C_k , tabidir (N adet tasarım kriterine bağlı olarak $C_k \leq 0, k = 1, 2, 3 \dots \dots N$) ve doğrusal veya doğrusal olmayan bir durum denklemi olarak yönetilir. Malzeme dağılımı kullanılan yaklaşıma bağlı olarak yoğunluk değişkeni $\rho(x)$, karakteristik fonksiyon $\chi(x)$ veya level-set fonksiyonu $\psi(x)$ ile tanımlanır (Yago vd. 2022).

Topoloji optimizasyon probleminin tanımını mümkün olduğunca genel tutmak için $\zeta(x)$ 'i x noktasındaki tasarım değişkeni olarak tanımlarsak, bu değişken yoğunluk tabanlı, karakteristik tabanlı ve level-set yöntemleri için sırasıyla $\rho(x)$, $\chi(x)$, $\psi(x)$ olarak ele alınmalıdır. Bu yaklaşıma dayanarak, topoloji optimizasyon probleminin klasik matematiksel formülasyonu şu şekilde verilebilir (Yago vd. 2022).

$$\begin{cases} \min \gamma(u(\zeta), \zeta) \equiv \int_{\Omega} j(u(\zeta), \zeta, x) d\Omega & (a) \\ C_0(\zeta) \equiv \int_{\Omega} c_0(\zeta, x) d\Omega \leq 0 & (b-1) \\ C_k(\zeta) \leq 0, k: 1 \dots \dots N & (b-2) \end{cases} \quad (2.1)$$

Burada γ amaç fonksiyonu, $j(u(\zeta), \zeta, x)$ yerel fonksiyonunun tüm alan üzerindeki hacim integrali olarak ifade edilir ve C_0 kısıtlama fonksiyonu ζ tasarım değişkeni açısından hacim kısıtlamasını temsil eder. Bir diğer kısıtlama denklemi C_k , her bir yaklaşıma özgü tasarım değişkenlerine yönelik kısıtlamaları, tasarıma özgü değişkenlere yönelik kısıtlamaları dahil etmek için kullanılır (Yago vd. 2022).

Topoloji optimizasyon yönteminde tasarım alanı, Ω , hücrelere ayrıştırılır ve her bir e elemanına ρ_e yoğunluğu atanır. ρ_e ideal olarak malzeme için 1 ve boş alan için 0 olsa da tasarım değişkeni ara değerlere de izin verilebilir, $0 \leq \rho_e \leq 1$. Tensörün malzeme interpolasyonu $\mathbb{C}_\rho$ (Yago vd. 2022)

$$\mathbb{C}_\rho (\rho_e) = \mathbb{C}^- + \rho_e^p (\mathbb{C}^+ - \mathbb{C}^-), \rho_e \in [0,1] \quad (2.2)$$

Şeklinde tanımlanır. $\mathbb{C}^+$ ve $\mathbb{C}^-$ sırasıyla sert ve yumuşak malzemenin yapısal tensörüne karşılık gelir. Ayrıca p parametresi cezalandırma faktörü temsil eder ve genellikle $p \geq 3$ olarak kabul edilir. Sabit bir Poisson oranı için, denklem 2.3 Young modülü, E , cinsinden şu şekilde yeniden yazılabilir (Yago vd. 2022),

$$\mathbb{C}_\rho (\rho_e) = \left(E^- + \rho_e^p (E^+ - E^-) \right) \mathbb{C}_{(1)} \quad (2.3)$$

E^+ ve E^- sırasıyla sert ve yumuşak malzemenin Young modülünü ve $\mathbb{C}_{(1)}$ birim Young modülündeki tensörü temsil etmektedir. E^- nin kontrast faktörü α aracılığı ile yüksek Young modülü, E^+ , ile orantılı olarak tanımlanabileceği varsayıldığında, sonuçta ortaya çıkan yapısal tensör $\mathbb{C}_\rho (\rho_e)$, elemanın tasarım değişkenine bağlı olan bir katsayı $\mathbb{C}^+$ ile çarpılması olarak tanımlanır (Yago vd. 2022).

$$\mathbb{C}_\rho (\rho_e) = \left(\alpha + \rho_e^p (1 - \alpha) \right) \mathbb{C}^+ \quad (2.4)$$

Küresel sertlik matrisi $\mathbb{K}_\rho$, tanımlanan sertlik matrislerinin birleştirilmesiyle elde edilir.

$$\mathbb{K}_e(\rho_e) = \int_{\Omega_e} B^T(x) \mathbb{C}_\rho(x) B(x) d\Omega \quad (2.5)$$

$$\mathbb{K}_e(\rho_e) = \left(\alpha + \rho_e^p (1 - \alpha) \right) \int_{\Omega_e} B^T(x) \mathbb{C}^+ B(x) d\Omega \quad (2.6)$$

$$\mathbb{K}_e(\rho_e) = \left(\alpha + \rho_e^p (1 - \alpha) \right) \mathbb{K}_e^+ \quad (2.7)$$

$\mathbb{K}_e^+$, e elemanı için sertlik matrisidir. Bu özellikler dikkate alındığında topoloji optimizasyon tasarım problemi,

$$\begin{cases} \min \gamma(u(\rho), \rho) \equiv \int_{\Omega} j(u(\rho), \rho, x) d\Omega & (a) \\ C_0(\rho) \equiv \frac{|\Omega(\rho)|}{|\Omega|} - f \leq 0 & (b-1) \\ C_e(\rho) \leq 0 \rightarrow 0 \leq \rho_e \leq 1, e: 1 \dots N_e & (b-2) \end{cases} \quad (2.8)$$

Halinde yeniden yazılabilir. Burada $|\Omega(\rho)|$ ve $|\Omega|$ sırasıyla sert malzeme hacmi ve tasarım alanı hacmidir ve f öngörülen hacim oranıdır (Du ve Olhoff 2007).

Amaç fonksiyonunun, denklem 2.8-a, hassasiyeti, $\partial \gamma(u(\rho), \rho) / \partial \rho_e$, adjoint tekniği ile elde edilir, böylece u_ρ alanının ρ_e yoğunluğuna göre türevinin, $\partial u(\rho) / \partial \rho_e$, hesaplanması gerekmemektedir. Ayrıca hacim kısıtlamasının, denklem 2.8-b-1, e elemanının yoğunluğuna göre hassasiyeti $|\Omega(\rho)| / |\Omega|$ denklemine eşittir. Bendsøe ve Sigmund'un yaptığı bir çalışmada 3 topoloji optimizasyon problemi için amaç fonksiyonu şu şekilde verilmiştir (Bendsøe ve Sigmund 2004),

$$\frac{\partial \gamma^{(I)}(u(\rho), \rho)}{\partial \rho_e} = -\omega_e(\rho_e) \hat{u}_e(\rho) \mathbb{K}_e^+ \hat{u}_e(\rho) \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial \gamma^{(II)}(u(\rho), \rho)}{\partial \rho_e} = -\omega_e(\rho_e) \sum_{i=1}^{n_l} \hat{u}_e^{(i)}(\rho) \mathbb{K}_e^+ \hat{u}_e^{(i)}(\rho) \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial \gamma^{(III)}(u(\rho), \rho)}{\partial \rho_e} = \omega_e(\rho_e) \hat{u}_e^{(1)}(\rho) \mathbb{K}_e^+ \hat{u}_e^{(2)}(\rho) \quad (2.11)$$

Burada $\omega_e(\rho_e) = p\rho_e^p - 1(1 - \alpha)$ ve $\hat{u}_e^{(i)}(\rho)$ e elemanın düğüm yer değiştirmelerini ve (i) durum denklemini göstermektedir.

Amaç fonksiyonunun ve hacim kısıtının hassasiyetleri göz önüne alındığında, ilgili topolojik optimizasyon problemi optimallik kriterleri yöntemi ile çözülebilir. Optimallik kriteri yöntemi, Karush-Kuhn-Tucker koşullarını yerine getirmesini arayan yöntemdir (Yago vd. 2022).

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \rho_e} + \lambda \frac{\partial C_0}{\partial \rho_e} = 0, e: 1 \dots N_e \quad (2.12)$$

Bu denklemde λ hacim kısıtlaması, $C_0(\rho)$, ile ilişkili Lagrange çarpanıdır. Ayrıca ρ_e değerinin 0 ile 1 arasında bir değer olduğu unutulmamalıdır. Optimal koşullar $B_e = 1$ ile ifade edilir (Yago vd. 2022).

$$B_e = -\frac{\partial \gamma}{\partial \rho_e} \left(\lambda \frac{\partial C_0}{\partial \rho_e} \right)^{-1} \quad (2.13)$$

Bendsøe ve Kikuchi tarafından önerilen sezgisel güncelleme şaması ile tasarım değişkenleri güncellenir ve yakınsama elde edilir (Bendsøe ve Kikuchi 1988). Önerilen şema şu şekilde tanımlanır,

$$\rho_e^{(k+1)} = \begin{cases} \max(0, \rho_e^{(k)} - m) & \text{if } \rho_e^{(k)} B^\eta \leq \max(0, \rho_e^{(k)} - m) \\ \min(1, \rho_e^{(k)} + m) & \text{if } \rho_e^{(k)} B^\eta \geq \min(1, \rho_e^{(k)} + m) \\ \rho_e^{(k)} B^\eta & \text{diğer} \end{cases} \quad (2.14)$$

Denklemlerde m pozitif bir hareket limitini, η sayısal bir sönümlleme katsayısıdır ve k iterasyon sayısını temsil eder. Genel olarak kullanılan parametreler ise m için 0,2 ve η için ise 0,5 olarak ayarlanır. Bu durumda B_e eşitliği yeniden yazılırsa (Yago vd. 2022),

$$B_e = \max \left(\epsilon, -\frac{\partial \gamma}{\partial \rho_e} \right) \left(\lambda \frac{\partial C_0}{\partial \rho_e} \right)^{-1} \quad (2.15)$$

eşitliği elde edilir ve ϵ pozitif küçük bir değer olarak kabul edilir.

2.3 Eklemeli İmalatta Topoloji Optimizasyon

Topoloji optimizasyon yönteminde genişletilmiş tasarım alanı nedeniyle yapılan tasarımlar genellikle kompleks ve geleneksel olarak imal edilmesine uygun olmayan geometriler ortaya çıkmaktaydı. Eklemeli imalatın yaygınlaşması ve imalat kısıtlamalarını önemli ölçüde indirgemesi sayesinde topoloji optimizasyon metotlarının da serbestliği genişledi.

2.3.1 Eklemeli İmalatta Topoloji Optimizasyon Çalışmaları

Cucinotta ve ekibinin 2019 yılında yayımladığı makalede, medikal alanda kullanılan bir parçanın optimizasyon çalışması yapmışlardır. Yapılan çalışmada tasarımın eklemeli imalat yöntemi ile imal edilmesi planlanarak tasarım gerçekleştirilmiştir. Yaptıkları çalışmalar sonucunda parça üzerinde 40%'a kadar kütle azaltma gerçekleştirilebileceğini hesaplamışlardır. Optimizasyon çalışmaları neticesinde 2 farklı geometri elde etmişler ve 40,2% ve 33,7% kütle azaltma elde etmişlerdir (Cucinotta vd. 2019).

Sharma ve Mehta 2022 yılında yaptıkları bir çalışmada otomotiv sektöründe kullanılan fren kaliperi üzerinde topoloji optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında optimizasyonu 30%, 50%, 70% ve 90% olarak 4 adımda ve parça için 2 farklı doluluk oranında tasarım yapmışlardır. Yapılan bu çalışmalar neticesinde orijinal kütlelerine oranla ortalama 43,4% değerinde kütleyle ulaşılmıştır (Sharma ve Mehta 2022).

Shi ve ekip arkadaşları 2020 yılında yayımladıkları makalede, havacılık sektöründe kullanılan bir braketin optimizasyonu için yaptıkları çalışmayı özetlemişlerdir. Yaptıkları çalışmada hem boyut hem topoloji optimizasyonu yöntemini kullanarak 18%'den fazla kütle azaltma gerçekleştirmişlerdir. Tasarımı yapılan geometriyi eklemeli imalat yöntemi ile imal etmişler ve eklemeli imalat ve topoloji optimizasyon yönteminin birlikte kullanılmasının tasarımcıların elini güçlendirdiğini savunmuşlardır (Shi vd. 2020).

Berrocal ve ekip arkadaşları 2018 yılında havacılık sektöründe kullanılan bir parçanın topoloji optimizasyon çalışmasını yaptılar. Bu çalışmada kriter veriler gerilme değerinin yanında parçanın öz frekansı da seçmişler. Dört farklı parçada gerçekleştirdikleri çalışmada 57%, 63%, 32% ve 19% değerlerinde kütle azaltma elde etmişlerdir (Berrocal vd. 2019).

Dagkolu ve arkadaşları 2021 yılında yapılan bir araştırmada, havacılık sektöründe yorulma açısından kritik bir parça için topoloji optimizasyon çalışması yapmışlardır. Yaptıkları çalışmalar neticesinde 45% oranında kütle azaltma elde etmişlerdir (Dagkolu vd. 2021).

Korkut H.'nin 2023 yılında yayımladığı yüksek lisans tezinde uçak kanadının topoloji optimizasyon çalışmasını yapmışlardır. Yaptığı çalışmalarda malzeme olarak alüminyum seçmiş olup parçanın başlangıç kütlesi 96 kg olarak hesaplamıştır. Yaptığı optimizasyon çalışması neticesinde parçada 18,1% kütle azaltması elde ederek, 78,67 kg değerini elde etmiştir (Korkut 2023).

Yapılan bu yüksek lisans tezi kapsamında otomotiv sektöründe güncel olarak imalatı gerçekleştirilen bir parçanın topoloji optimizasyonu gerçekleştirilerek piyasaya katkı sağlanılmıştır. Bununla birlikte literatürde genel olarak periodik latis yapılar kullanılarak yapılan çalışmalara, birim latis hücre içerisinde dahi değişken latis kalınlıkları verilerek yeni bir bakış entegre edilmiştir.

3. MATERYAL ve METOT

Bu çalışmada, otomotiv sektöründe geleneksel imalat yöntemleri ile imal edilen bir braketin topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Otomotiv sektöründe kullanılan bu parça geleneksel imalat yöntemleri ile imal edilirken yüksek ağırlık, tasarım sınırlaması ve şekillendirme gibi dezavantajlara sahiptir. Bu bağlamda, otomotiv sektöründe imalatı gerçekleştirilen ve yüksek lisans tezi kapsamında çalışılacak olan braket tasarımı topoloji optimizasyona uygun hale getirilerek kullanım şartlarında gerekli dayanımları sağlayacak şekilde kütle azaltma çalışması yapılmıştır. Kütlesi azaltılmış tasarıma, çeşitli gözenekli yapı (latis yapı) ataması da yapılarak topolojik tasarım aşaması sona ermiştir. İlgili parçaya uygulanacak topolojik tasarımlar, $L18 (6^1 3^3)$ Taguchi ortogonal dizinde tasarlanarak 18 farklı topolojik tasarım elde edilmiştir. Elde edilen bu topolojik tasarımlar, parçanın kullanım alanına gelen kuvvetlere ve parçanın malzemesine göre statik sonlu elemanlar analizine (FEA) tabi tutulmuştur. FEA'den bileşke gerilme, maksimum asal gerilme ve yer değiştirme sonuçlarıyla birlikte kütle azaltma oranı Taguchi ve ANOVA analizlerinin çıktı parametresi olarak seçilmiştir. Elde edilen sonuçlar tablolastırılarak karşılaştırma yapılmış olup, uygun topolojik geometri ve girdi parametresi en düşük gerilme ve en yüksek yer değiştirme ile kütle azaltma değerleri göz önüne alınarak belirlenmiştir.

3.1 Sonlu Elemanlar Analizi

İki veya üç boyutlu yapıların belirli bölge veya tümünün, küçük bileşenlere ayrılmış haline sonlu eleman denilmektedir (Sami Güler vd. 2015). Sonlu elemanlar analizi, parçadan bütüne ulaşma mantığıyla işlemektedir. Bu metodun ilk ve en yaygın uygulama alanı gerilme analizi olmasının yanında ısı, titreşim, akış, elektrik analizleri de bu metotta kullanılan diğer uygulama alanlarıdır (Liu ve Quek 2014). Sonlu elemanlar metodu ilk olarak 1950 yılında uzay mühendisliğinde kullanılmış olup Boeing, Bell Aerospace ve Rolls Royce firmaları ilk kullanıcıları olmuştur (Fish ve Belytschko 2007).

Sonlu elemanlar analizinde parçanın tam olarak formüleştirilmesinin zorlukları nedeni ile parçanın elemanlara bölünerek işlem yapılması hesaplamayı kolaylaştırmaktadır. Parça elemanlara bölünürken ağ yapısı kullanılmaktadır. Her elemanın bitişiğinde

bulunan elemanlar ile düğüm noktaları oluşturularak elemanlara gelen kuvvet ve etkiler düğüm vasıtasıyla bir diğer elemana aktarılmaktadır. Eleman sayısındaki artış ise kuvvet dağılımını ve oluşan etkileri daha duyarlı olmasını sağlamaktadır. Bu hesaplamalar yapılırken parça malzemesinin bazı özellikleri tanımlanması gerekmektedir. Bu özellikler, Poisson oranı, elastisite modülü olarak sıralandırılabilir. Elemanlar ve malzeme özelliklerinin tanımlanması yapıldıktan sonra matematik model oluşturulur. Elde edilen matematik modelde herhangi bir düğüm noktası ya da noktalarına bir dış etken ve sınır şartları uygulanması ile elde edilen değişimler matrisler oluşturmaktadır. Bu matrislerin karmaşıklığı ve büyüklüğü nedeni ile bilgisayar aracılığı ile çözülebilmektedir. Matrislerin çözülmesi neticesinde parçanın tamamında oluşan gerilme ve şekil değiştirme gibi çeşitli verileri elde edilebilmektedir (Fish ve Belytschko 2007, Liu ve Quek 2014).

3.2 Taguchi Metodolojisi

Araştırmacılar zaman kısıtlamaları ve mali kayıplar nedeni ile deney tasarımlarının tamamı yapmaktan kaçınırlar. Deney sayısındaki artış, zaman ve maliyet açısından artışa da neden olur. Taguchi, parametreleri optimize etmek ve ürün özelliklerini iyileştirmek amacı gözeterek farklı parametrelerin sürece olan etkilerini gözlemlemek için bir yöntem geliştirmiştir. Taguchi deney tasarımı, ana süreç değişkenlerinin ve bunların çıktı parametrelerinin seviyelerini belirlemek için ortogonal dizilerin kullanılmasını önermektedir (Woolf ve Peter J. 2009).

$$L(y) = kc(y - \tau)^2 \quad (3.1)$$

Amaç karakteristik değerin minimize edilmesi ise $\tau = 0$ ve kayıp fonksiyonu,

$$L(y) = kc(y)^2 \quad (3.2)$$

Amaç karakteristik değerin maksimize edilmesi ise,

$$L(y) = \frac{kc}{(y)^2} \quad (3.3)$$

Taguchi deney tasarımı mühendislik programları, giriş parametrelerine ve seviyelerine uygun ortogonal dizilere izin verir. Dizi seçici, her parametre için eşit sayıda seviye olduğunu varsayar fakat bu her zaman geçerli değildir. Taguchi metodolojisi genellikle S/N oranı olarak adlandırılan amaç fonksiyonu aracılığıyla birincil yanıt değişkeni tanımlar. En yaygın kullanılan üç amaç fonksiyonu “küçük daha iyidir”, “büyük daha iyidir” ve “nominal daha iyidir” şeklindedir. Bu fonksiyonlar Taguchi tekniğinde S/N oranlarının seçimlerinde önemli rol oynamaktadır (Dutta ve Narala 2021). Her bir parametrenin çıktı verileri üzerindeki etkisini tespit etmek için, yapılan her bir deney için sinyal-gürültü oranı (S/N sayısı) hesaplanması gerekir. Aşağıda verilen S/N_i denklemlerinde, y_i ortalama değer, S_i varyans, y_u performans karakteristiğinin değeri, i deney sayısı, N_i i deneyi için deneme sayısı ve u belirli bir deney için deneme sayısıdır (Yalcin vd. 2023).

$$S/N_i = 10 \log \frac{y_i^2}{S_i} \quad (3.4)$$

Performans karakteristiğini minimize ederken S/N_i oranı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$S/N_i = -10 \left(\sum_{u=1}^{N_i} \frac{y_u^2}{N_i} \right) \quad (3.5)$$

Performans karakteristiğini maksimize ederken ise S/N_i oranı aşağıdaki gibi hesaplanır:

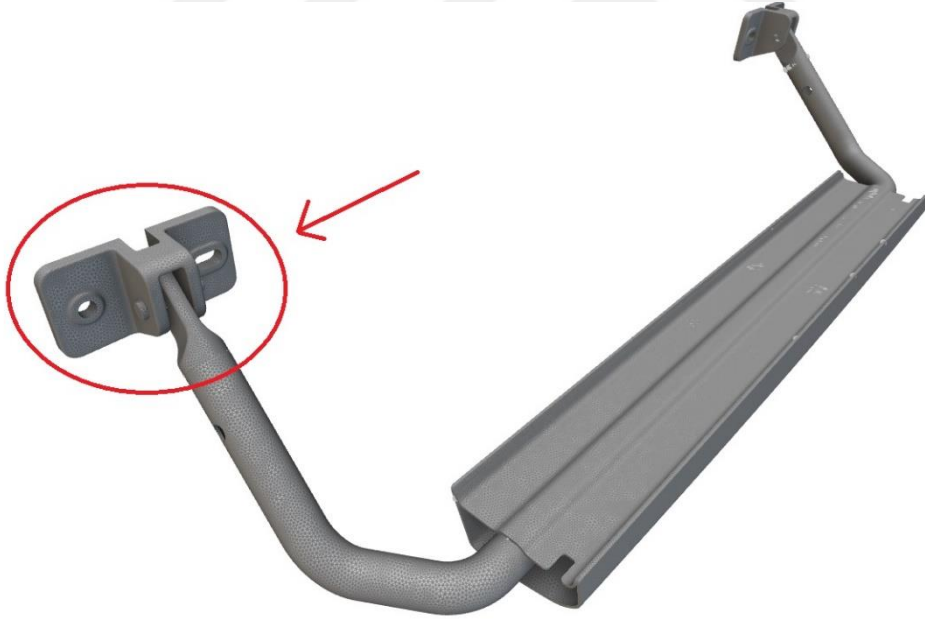
$$S/N_i = -10 \log \left(\frac{1}{N_i} \sum_{u=1}^{N_i} \frac{1}{y_u^2} \right) \quad (3.6)$$

ANOVA, parametrelerin çıktı verileri üzerindeki etkilerini ve sürekli ölçümleri kıyaslamak için kullanılan varyans analizidir. Ölçümler üzerindeki F faktörleri, nicel bir “yanıt değişkeni” ile önerilen bir açıklayıcı “faktör” arasındaki ilişkiye bakarak belirlenir.

Bir değişken, tipik olarak F istatistiği kullanılarak bir veya daha fazla açıklayıcı faktörle ilişkilendirilir. Bu f istatistiğinden, farkın anlamlı olup olmadığını görmek için p değeri hesaplanabilir (Yazman vd. 2020).

3.3 Parça Seçimi ve Optimizasyon Öncesi Hazırlık

Tasarımı yapılacak parça için literatür ve piyasa üzerinde yapılan araştırmalar sonucunda piyasada imalatı yapılan bir otomotiv braketinin tasarımı üzerinden optimizasyon çalışması yapılması kararlaştırılmıştır. Parça seçiminde imalat ve tasarım firmaları ile iletişime geçilerek, seçilen parçanın tasarımı sonucunda piyasaya katkı verilmesi hedeflenmiştir. Bu bağlamda BTech firması ile kurulan ikili ilişkiler sonucunda parçanın kullanım yeri, imalat malzemesi ve imal eden firmalar gibi bilgiler gizli tutularak tasarım parçası seçimi neticelenmiştir. Şekil 3.1’de seçilen braket ve montaj halindeki sistemi gösterilmektedir.



Şekil 3. 1 Tasarımı ve optimizasyonu yapılan parça ve sistem.

Şekil 3.1’de montaj hali gösterilen sistemde optimizasyon çalışması yapılan braket kırmızı daire içerisinde gösterilmiştir. Optimizasyondan önce mevcut parçanın analizi yapılarak optimizasyon kullanılacak modül için ön hazırlık yapılmıştır.

3.4 Topoloji Optimizasyon

Bu araştırmada topoloji optimizasyon çalışması yapılması planlanan braket parçasının öncelikle kütle azaltma çalışması yapılmıştır. Kütlesi azaltılan parçanın üzerine farklı geometrilerdeki latis yapılar atanarak kütle azaltması daha da artmıştır. Kütle azaltması yapılabilmesi için öncelikle parçanın mevcut tasarımı ile maruz kaldığı maksimum gerilme değerleri analiz edilerek son tasarımda kriter değer olarak bu değer belirlenmiştir. Tasarım ve analizler için nTopology programı kullanılarak bütün veriler aynı sistem üzerinden alınmıştır. Fakat gizlilik anlaşması gereğince parçanın malzemesi bilinmediği için eklemeli imalat sektöründe kullanılan paslanmaz çelik analiz sürecinde parça malzemesi olarak seçilmiştir.

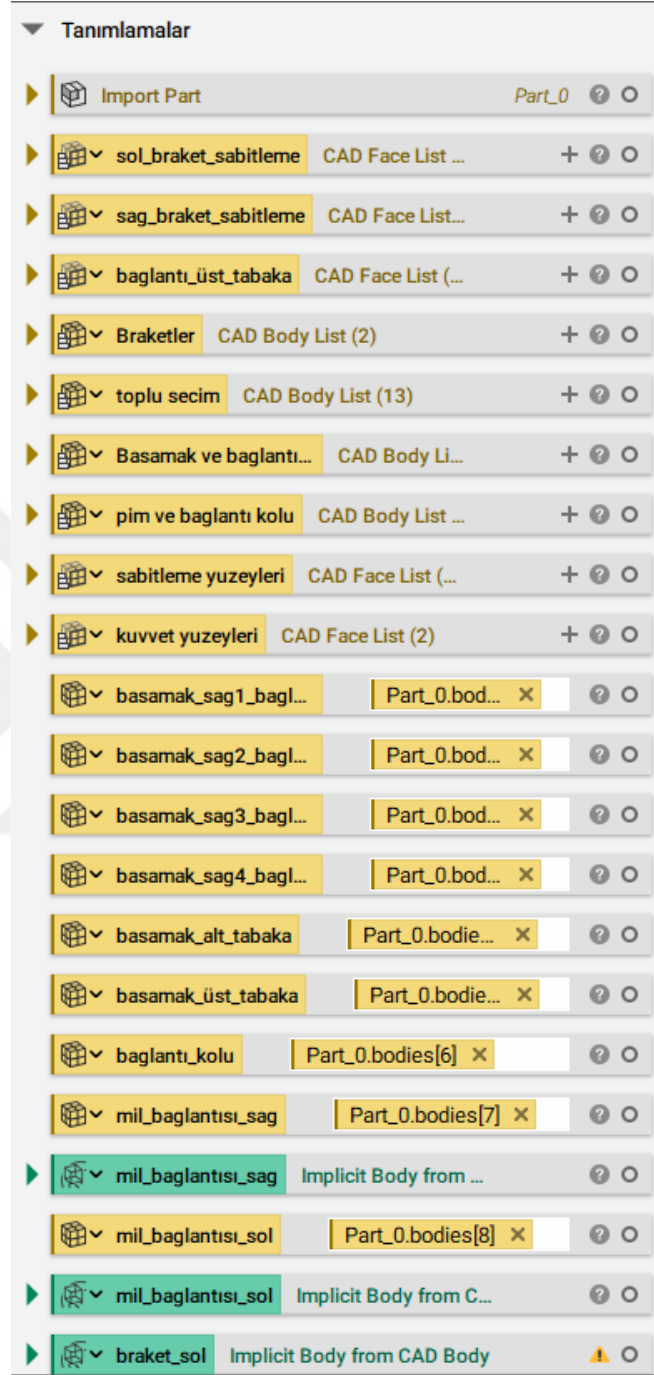
Yapılan çalışma kapsamında nTopology programının kullanılmasında belli başlı kriterler şu şekilde sıralanabilir:

- Latis hücre yapılarının çeşitliliği,
- Latis hücre yapılarında çeşitli tasarım parametrelerinin bulunması,
- Birim latis hücre yapısında Von-mises gerilme değerlerine göre kalınlık ayarlaması yapabilmesi,
- Yeni ve gün geçtikçe yaygınlaşıyor olması,
- Eklemeli imalat için tasarlanmış özel bir program olması,
- Kütle azaltma ve optimizasyon çalışmalarında gerilme bazlı olarak çalışıp, periodik olarak işlem yapmaması.

3.4.1 Kriter Verilerin Bulunması

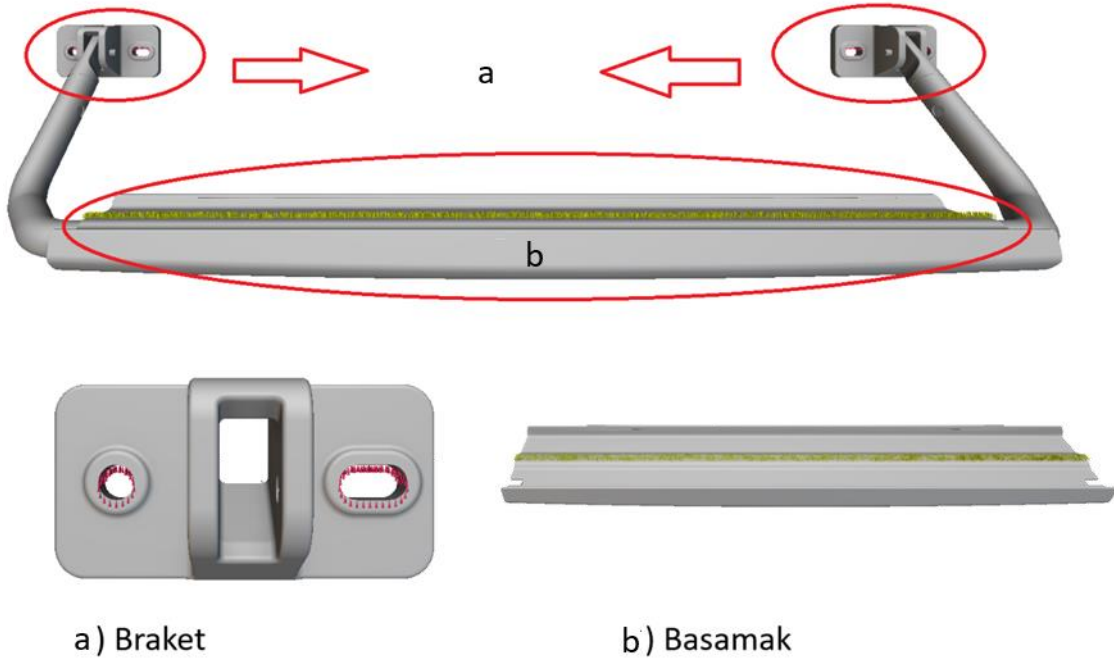
Kriter gerilme değeri hesaplanması için ilk önce mevcut parçanın tasarım öncesi analizi, nTopology programı üzerinde yapılmak üzere katı modeli program içerisine aktarılmıştır. nTopology programında analiz yapılabilmesi için montaj haldeki geometrinin bütün bileşenlerinin tek tek tanımlanması gerekmektedir. Tanımlamalar program içerisinde kimi yerde implicit body olarak kimi yerde CAD body olarak kullanılacağı için bütün bileşenler her iki şekilde de tanımlanmıştır. Farklı tipte tanımlamaların temel sebebi ise program içerisindeki blok yapılarında her iki formatında farklı bölümlerde

kullanılmasıdır. Bu tanımlamalar Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3. 2 Implicit ve CAD body tanımlamaları.

Tanımlamalar tamamlandıktan sonra parçaların sabitleme yüzeyleri ve parçaya etki eden kuvvet yüzeyleri belirlenmiştir ve Şekil 3.3’de bu yüzeyler gösterilmiştir. Belirlenen yüzeylerin programa tanımlamaları yapılmıştır.

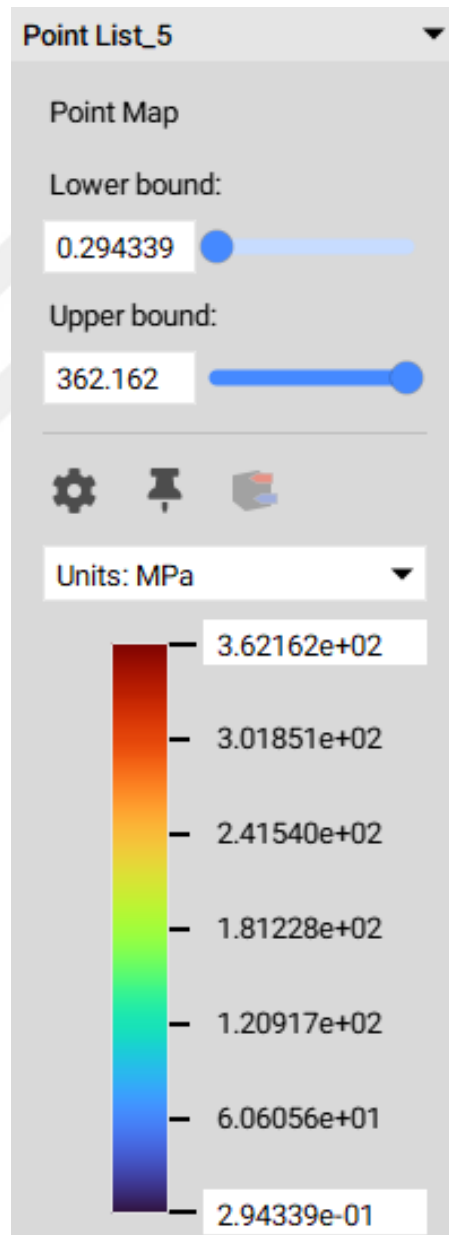


Şekil 3. 3 a) Braketler ve sabitleme yüzeyleri. b) Basamak ve kuvvet yüzeyi.

Analizin yapılabilmesi için tanımlamaları yapılan parçaların mesh geometrileri tek tek tanımlanmıştır. Fakat bu mesh geometrileri ile analiz çözümünde hatalar alınmıştır ve çözümü için bireysel olarak mesh yapılan parçaların, mesh yapıları değiştirilerek bağlantılı (associate) mesh yapısı kullanılarak mesh atamaları gerçekleştirilmiştir. Fakat sadece bu düzenleme yeterli olmamış ve alınan hatalar devam etmiştir. Yapılan araştırmalar neticesinde nTopology programının destek sitesinden bağlantılı (connector) modülünün bu işlem için uygun olduğu anlaşılmıştır (İnt. Kyn. 2.). Bağlantılı mesh modülünün farklı parçaların mesh yapılarının analiz aşamasında kullanılabilmesi için ortak düğüm noktaları oluşturması için kullanıldığı anlaşılmış ve analiz bloğu içerisinde bağlantı yapılarının ataması da gerçekleşmiştir. Analizin tamamlanabilmesi için son olarak yüklerinde analiz ağacının içine eklenmesi gerekmekte olduğundan braket üzerinde sabitleme yüzeyleri ve kuvvetin etki edeceği yüzeyde tanımlanmıştır. Etkiyen yük olarak bir insan ağırlığı ele alınmış olup yaklaşık olarak 1000N kabulü literatür üzerinden tespit edilmiştir. Bu tanımlamalar neticesinde analiz bloğu tamamlanmış Şekil 3.4’de analiz görseli verilmiş ve ön analiz sonucu Şekil 3.5’deki verileri elde edilmiştir. Şekil 3.4 de Von-Mises gerilmelerin gösteriminde kullanılan renk skalası Şekil 3.5 de belirtilmiştir.



Şekil 3. 4 Ön analiz.

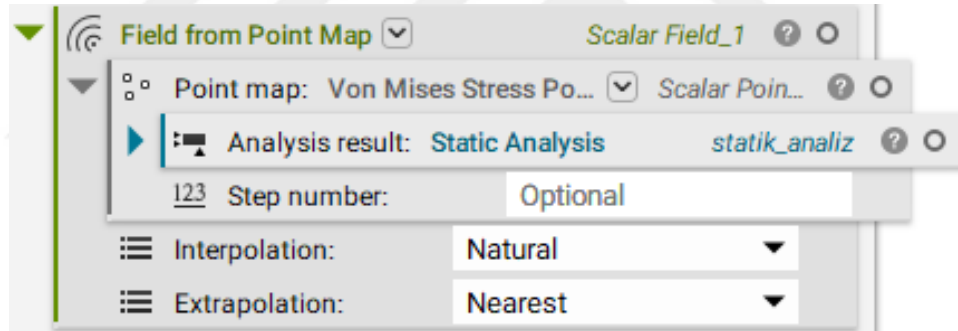


Şekil 3. 5 Ön analiz Von-mises gerilme değeri sonucu.

Ön analiz aşamasında elde edilen Von-mises gerilme değeri kriter şart olarak kabul edilmiş ve tasarım sonrasında elde edilen Von-mises verileriyle kıyaslanmıştır. Ön analizde edilen 362,16 MPa Von-mises gerilme değeri tasarımın kriter değeri olarak baz alınmıştır.

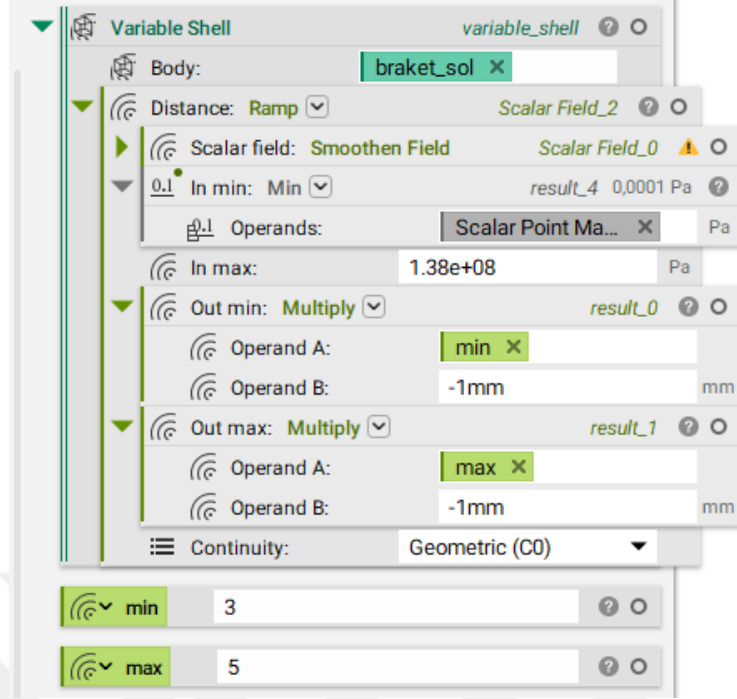
3.4.2 Braketten Kütle Azaltma

Ön analiz aşaması tamamlandıktan sonra parça geometrisi üzerinde farklı optimizasyon çalışmaları ve farklı latis geometrileri denenmeden önce parça içerisinde geometri boşaltma işlemi yapılmıştır. Bu işlemin yapılmasında nTopology programının destek bölümünde yapılan çalışmalar örnek teşkil etmiştir (İnt. Kyn. 3.). Bu kapsamda skaler alan (scalar field) bloğu kullanılarak analiz sonucu blok içerisine aktararak geometri içerisindeki skaler verileri alan verilerine nokta haritasından alan (field from point map) bloğu ile dönüştürülmüştür ve bloğun iç yapısı Şekil 3.6’da verilmiştir.



Şekil 3. 6 Nokta haritasından alan (field from point map) bloğu.

Şekil 3.6 da gösterilen blok içerisinde bulunan nokta harita (point map) bloğu içerisine ön analiz bloğu yerleştirilerek, elde edilen analiz verileri noktasal alan verileri halinde nokta haritasından alan bloğu içerisine aktarılmıştır. Nokta haritasından alan bloğu içerisinde bulunan interpolasyon ve extrapolasyon bölümleri ise program seçimi olan doğal (natural) ve en yakın (nearest) olarak sabit tutulmuştur. Alan verilerini elde ettikten sonra değişken kabuk (variable shell) bloğu ile braket içerisinde gerilimin düşük olduğu bölgelerden kütle çıkarımı işlemi yapılmıştır. Bu işlem yapılırken ön analiz verileri, minimum ve maksimum çıkarılacak alan cidarı verileri girilmiştir ve bloğun iç yapısı Şekil 3.7’de verilmiştir.

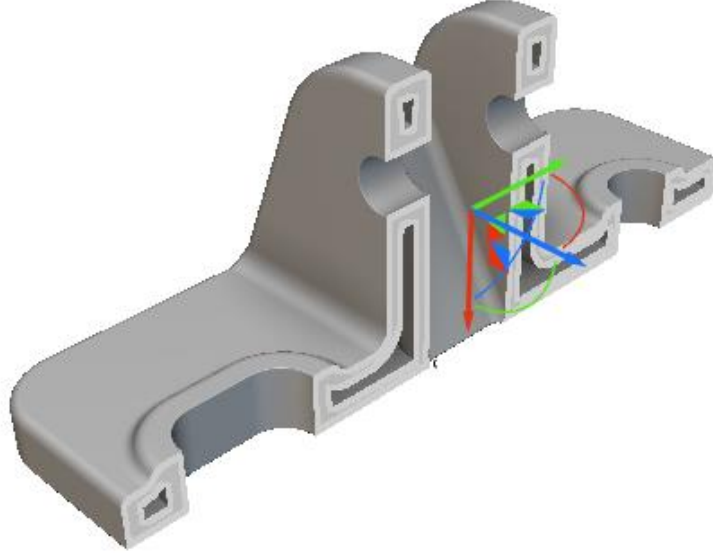


Şekil 3. 7 Değişken kabuk (variable shell) bloğu.

Minimum ve maksimum cidar kalınlığı sırası ile 3 ve 5 mm olarak belirlenmiştir. Girilen değerler neticesinde parçada yapılan gerilme analizi sonucunda Von-mises gerilme değerlerinin az olduğu bölgeleri program otomatik olarak belirleyerek çıkarılacak alan belirlenmiştir ve Şekil 3.8’de verilmiştir. Parça içerisinden çıkarılan hacim sonrasında elde edilen braketin kesit görüntüsü Şekil 3.9’da gösterilmiştir.

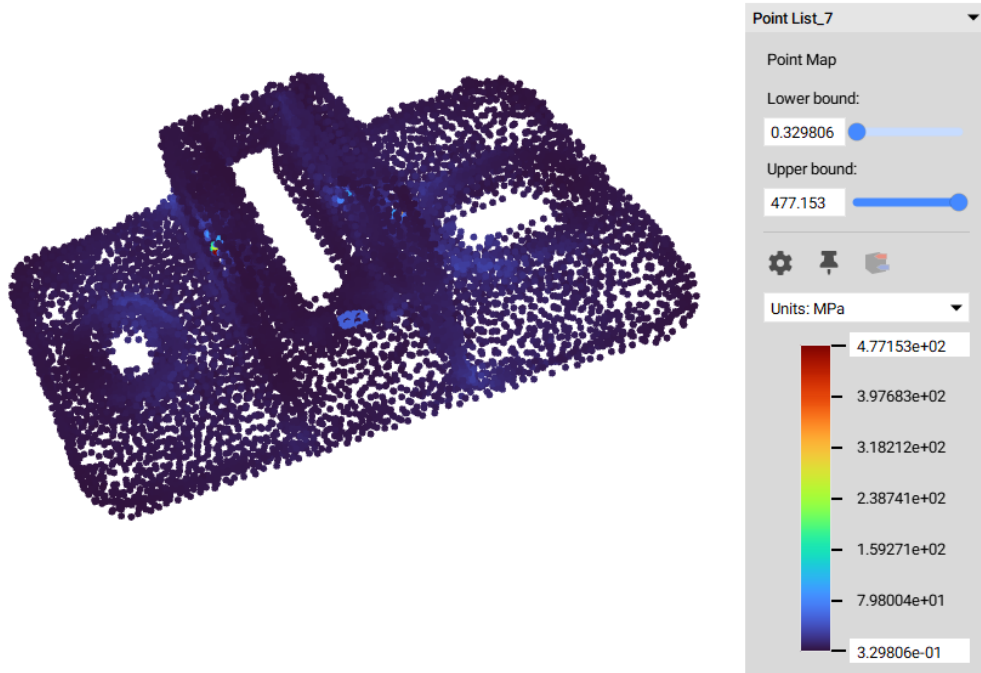


Şekil 3. 8 Braket içerisinden çıkarılan parça.



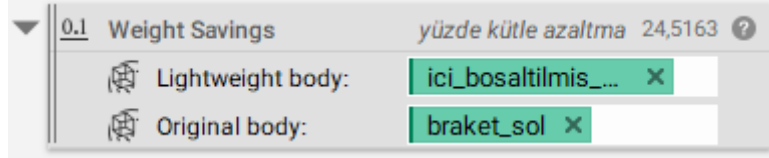
Şekil 3. 9 Kütle azaltması yapılan geometri kesiti.

Elde edilen yeni geometri ile yeniden yeni bir statik analiz daha yapılarak elde edilen geometri üzerine etkiyen gerilme değerleri incelenmiştir. Gerilme analizinin sonucunu ve Von-mises değerlerini gösteren şema Şekil 3.10'da ifade edilmiştir.



Şekil 3. 10 Kütle azaltması yapılan parçanın FE analizi ve Von-mises gerilme değerleri

Bu analiz neticesinden maksimum 477,153 MPa'lık bir Von-mises gerilme olduğu görülmüş ve bu değer optimizasyon aşamasında iyileştirilmeye çalışılmıştır. Öte yandan parçanın hacminde ve dolayısı ile ağırlığında 24.52% oranında bir azalma gerçekleştirilmiştir. Bu azalmayı ölçen ağırlık tasarrufu (weight saving) bloğunun iç yapısı ve sonucu Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 11 Ağırlık tasarrufu (weight saving) bloğu

3.4.3 Hacim Azaltması Yapılan Parçaya Topoloji Optimizasyon

Hacim azaltılması yapıldıktan sonra parçanın gerilim değerlerini iyileştirmek ve hacim azaltmasını arttırmak için, parça üzerine latis yapılar atanarak geometri üzerinde oynamalar yapılmıştır. Bu oynamaları yapmadan önce fazla sayıda analiz denemeleri yapmamak adına Taguchi Deney tasarım modülü kullanılarak analiz sayısı 18 olarak belirlenmiştir. Taguchi deney tasarımının şablonu Şekil 3.12'de görselleştirilmiştir.

Taguchi Design

Design Summary

Taguchi Array L18(6¹ 3³)
 Factors: 4
 Runs: 18

Columns of L18(6¹ 3⁶) array: 1 2 3 4

Şekil 3. 12 Taguchi deney tasarımı şablonu.

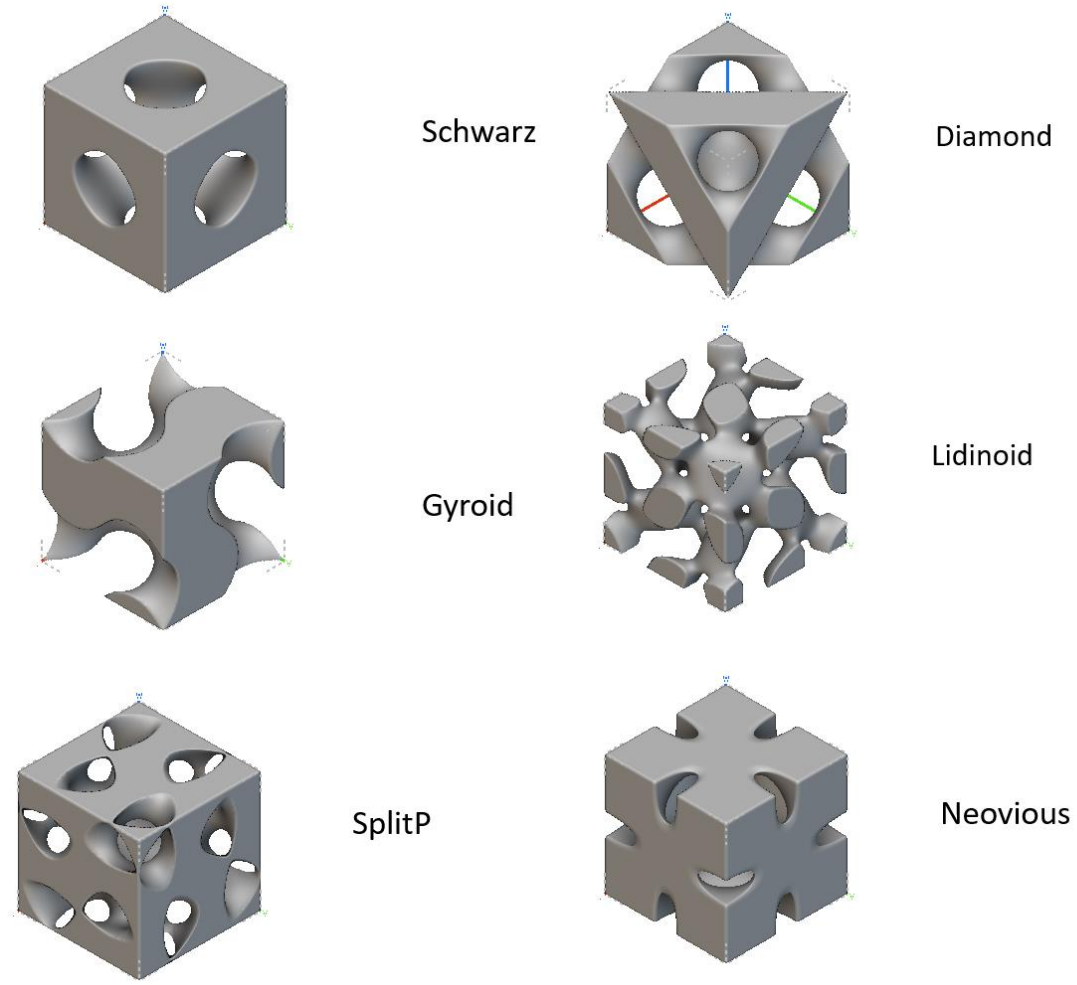
Değişken parametreleri ise latis hücre tipi, minimum latis kalınlığı (mm), maksimum latis kalınlığı (mm) ve birim hücre hacmi olarak belirlenerek 4 girdi seçilmiştir. Veri çıktıları

ise % kütle azaltma, Von-Mises (MPa) ve deplasman (mm) olarak alınmıştır. Taguchi metodu ile belirlenen analiz tasarımları Çizelge 3.1’de listelenerek nihai analizler belirtilmiştir. Seçilen girdi parametreleri nTopology programının destek sayfalarında paylaştıkları örnek çalışmalarda kullanılan parametreler olmasından dolayı tercih edilmiştir.

Çizelge 3. 1 Taguchi deney tasarımı sonrası optimize edilmiş deneyler.

Analiz Numarası	Latis Tipi	Minimum Latis Kalınlığı (mm)	Maksimum Latis Kalınlığı (mm)	Birim Hücre Hacmi (mm ³)
1	Schwarz	0,4	4	27
2	Schwarz	0,5	4,5	64
3	Schwarz	0,6	5	125
4	Gyroid	0,4	4	64
5	Gyroid	0,5	4,5	125
6	Gyroid	0,6	5	27
7	Diamond	0,4	4,5	27
8	Diamond	0,5	5	64
9	Diamond	0,6	4	125
10	Lidnoid	0,4	5	125
11	Lidnoid	0,5	4	27
12	Lidnoid	0,6	4,5	64
13	SplitP	0,4	4,5	125
14	SplitP	0,5	5	27
15	SplitP	0,6	4	64
16	Neovious	0,4	5	64
17	Neovious	0,5	4	125
18	Neovious	0,6	4,5	27

Değişken girdi parametrelerinin sonucunu tek tek belirtilemeyeceği için, girdi parametrelerinden latis hücre tiplerinin birim hücre tipleri ise Şekil 3.13’de ifade edilmiştir.



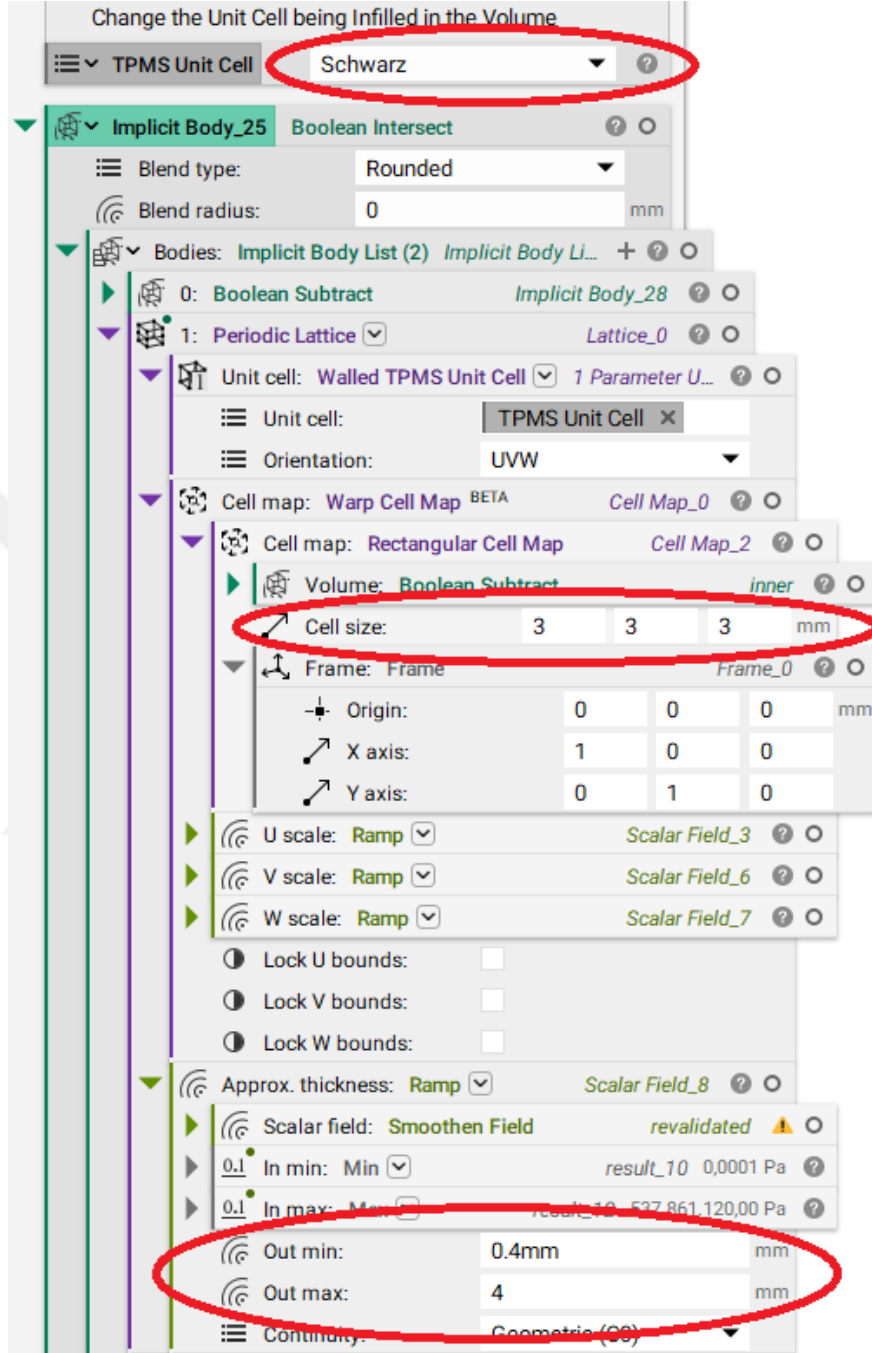
Şekil 3. 13 Kullanılan latis hücre tipleri.

Kullanılan latis hücre tipleri nTopology programında ilgili blok yapılarında seçilebilen altı adet hücre tipi olmasından dolayı seçilmiştir.

3.4.3.1 Topoloji Tasarım Yapılan Geometriler

Topoloji tasarımı yapılan geometriler için kullanılan blok yapısı her biri için aynıdır. Şekil 3.14’de verilen örnek blok yapısında kırmızı ile belirtilen bölümlerde değişiklik yapılmıştır. Kırmızı daire ile gösterilenTPSM hücre hipi (TPSM unit Cell) bölümünde latis hücre tipi, hücre boyutu (cell size) bloğunda maksimum latis hücre hacmi, minumum çıktı (Out min) ve maksimum çıktı (Out max) bölümlerinde ise sırasıyla minimum latis

kalınlığı ve maksimum latis kalınlığı parametreleri ayarlanılmaktadır.



Şekil 3. 14 Örnek analiz girdi bloğu.

Birinci tip analiz girdi parametreleri hücre tipi Schwarz, minimum latis kalınlığı 0,4 mm, maksimum latis kalınlığı 4 mm ve hücre hacmi $3 \times 3 \times 3 \text{ mm}^3$ tür. Bu parametrelerin blok içerisindeki ilgili bölümlere aktarılması sonucunda elde edilen geometrinin kesit yapısı

Şekil 3.15’de verilmiştir.



Şekil 3. 15 Birinci tip geometri kesit görüntüleri.

İkinci tip analizde giriş parametreleri; hücre tipi Schwarz, minimum latis kalınlığı 0,5 mm, maksimum latis kalınlığı 4,5 mm ve hücre hacmi 64 (4x4x4) mm³ olarak blok içerisinde ilgili bölümlere aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Neticede Şekil 3.16’da kesit yapısı verilen geometri elde edilmiştir.



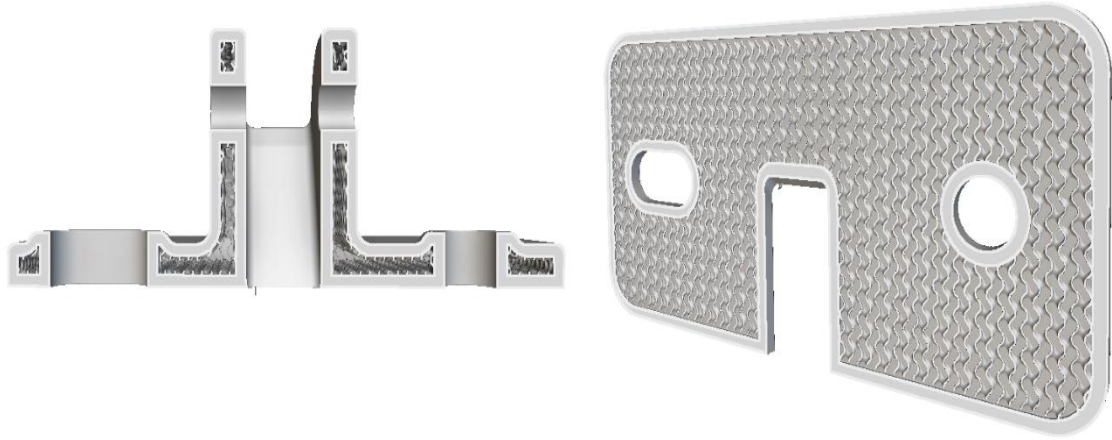
Şekil 3. 16 İkinci tip geometri kesit görüntüleri.

Üçüncü tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Schwarz, minimum latis kalınlığı 0,6 mm, maksimum latis kalınlığı 5 mm ve hücre hacmi 125 (5x5x5) mm³ olarak ilgili blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Sonuç olarak Şekil 3.17’de kesit yapısı verilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 17 Üçüncü tip geometri kesit görüntüleri.

Dördüncü tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Gyroid, minimum latis kalınlığı 0,4 mm, maksimum latis kalınlığı 4 mm ve hücre hacmi 64 (4x4x4) mm³ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm ölçüsünde bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleşimi sonucunda Şekil 3.18’de gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 18 Dördüncü tip geometri kesit görüntüleri.

Beşinci tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Gyroid, minimum latis kalınlığı 0,5 mm, maksimum latis kalınlığı 4,5 mm ve hücre hacmi 125 (5x5x5) mm³ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm ölçüsünde bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleştirilmesi sonucunda Şekil 3.19’da gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 19 Beşinci tip geometri kesit görüntüleri.

Altıncı tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Gyroid, minimum latis kalınlığı 0,6 mm, maksimum latis kalınlığı 5 mm ve hücre hacmi $3 \times 3 \times 3 \text{ mm}^3$ blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Sonuç olarak Şekil 3.20’de kesiti gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 20 Altıncı tip geometri kesit görüntüleri.

Yedinci tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Diamond, minimum latis kalınlığı 0,4 mm, maksimum latis kalınlığı 4,5 mm ve hücre hacmi $3 \times 3 \times 3 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Neticede Şekil 3.21’de kesiti gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 21 Yedinci tip geometri kesit görüntüleri.

Sekizinci tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Diamond, minimum latis kalınlığı 0,5 mm, maksimum latis kalınlığı 5 mm ve hücre hacmi $4 \times 4 \times 4 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleştirilmesi sonucunda Şekil 3.22’de kesiti gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 22 Sekizinci tip geometri kesit görüntüleri.

Dokuzuncu tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Diamond, minimum latis kalınlığı 0,6 mm, maksimum latis kalınlığı 4 mm ve hücre hacmi $5 \times 5 \times 5 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Sonuç olarak Şekil 3.23’de kesiti gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 23 Dokuzuncu tip geometri kesit görüntüleri.

Onuncu tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Lidnoid, minimum latis kalınlığı 0,4 mm, maksimum latis kalınlığı 5 mm ve hücre hacmi $5 \times 5 \times 5 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleştirilmesi sonucunda Şekil 3.24’de gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 24 Onuncu tip geometri kesit görüntüleri.

On birinci tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Lidnoid, minimum latis kalınlığı 0,5 mm, maksimum latis kalınlığı 4 mm ve hücre hacmi $3 \times 3 \times 3 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleştirilmesi sonucunda Şekil 3.25’de gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 25 On birinci tip geometri kesit görüntüleri.

On ikinci tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Lidnoid, minimum latis kalınlığı 0,6 mm, maksimum latis kalınlığı 4,5 mm ve hücre hacmi $4 \times 4 \times 4 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleştirilmesi sonucunda Şekil 3.26’da kesiti gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 26 On iki tip geometri kesit görüntüleri.

On üçüncü tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi SplitP, minimum latis kalınlığı 0,4 mm, maksimum latis kalınlığı 4,5 mm ve hücre hacmi $5 \times 5 \times 5 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleştirilmesi sonucunda Şekil 3.27’de kesiti gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 27 On üçüncü tip geometri kesit görüntüleri.

On dördüncü tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi SplitP, minimum latis kalınlığı 0,5 mm, maksimum latis kalınlığı 5 mm ve hücre hacmi $3 \times 3 \times 3 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleştirilmesi sonucunda Şekil 3.28’de gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 28 On dördüncü tip geometri kesit görüntüleri.

On beşinci tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi SplitP, minimum latis kalınlığı 0,6 mm, maksimum latis kalınlığı 4 mm ve hücre hacmi $4 \times 4 \times 4 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Sonuç olarak Şekil 3.29’da gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 29 On beşinci tip geometri kesit görüntüleri.

On altıncı tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Neovious, minimum latis kalınlığı 0,4 mm, maksimum latis kalınlığı 5 mm ve hücre hacmi $4 \times 4 \times 4 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleştirilmesi sonucunda Şekil 3.30'da kesiti gösterilen geometri elde edilmiştir.



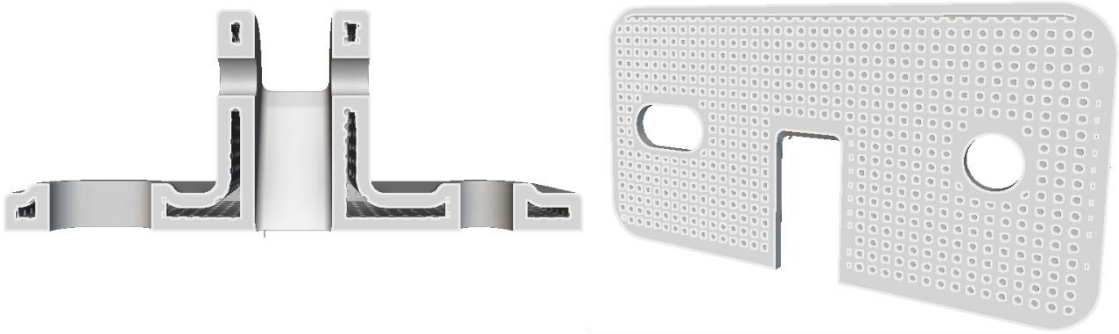
Şekil 3. 30 On altıncı tip geometri kesit görüntüleri.

On yedinci tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Neovious, minimum latis kalınlığı 0,5 mm, maksimum latis kalınlığı 4 mm ve hücre hacmi $5 \times 5 \times 5 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Kabuk ve iç yapının birleştirilmesi sonucunda Şekil 3.31'de gösterilen geometri elde edilmiştir.



Şekil 3. 31 On yedinci tip geometri kesit görüntüleri.

On sekizinci tip analizde girdi parametreleri; hücre tipi Neovious, minimum latis kalınlığı 0,6 mm, maksimum latis kalınlığı 4,5 mm ve hücre hacmi $3 \times 3 \times 3 \text{ mm}^3$ olarak blok içerisine aktarılmıştır. Bu parametreler neticesinde elde edilen geometrinin montaj aşamasında sorunlar yaratmaması için parçanın dış yüzeyinde 2,5 mm kalınlığında bir kabul atanmıştır. Sonuç olarak Şekil 3.32’de gösterilen geometri elde edilmiştir.

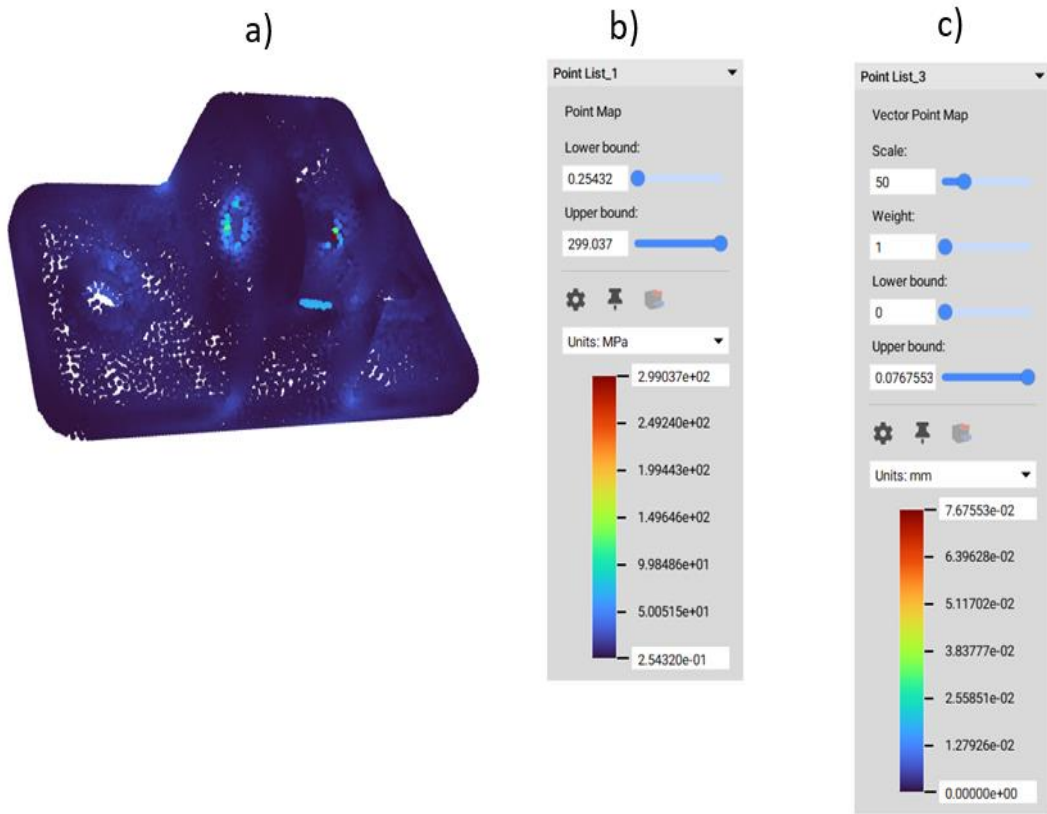


Şekil 3. 32 On sekizinci tip geometri kesit görüntüleri.

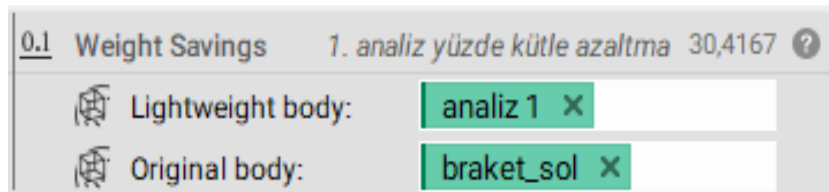
4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Yapılan analizler sonucunda girdi parametrelerine karşılık olarak çıktı parametreleri, hacim (kütle) azaltma, Von-Mises gerilme ve deplasman olarak elde edilmiştir

Birinci analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 299,037 MPa ve deplasman değeri 0,0767 mm olarak belirlenmiştir. Birinci analizin sonucunda elde edilen, gerilme, deplasman değerleri Şekil 4.1 ve yüzde kütle azaltma Şekil 4.2’de gösterilmiştir.

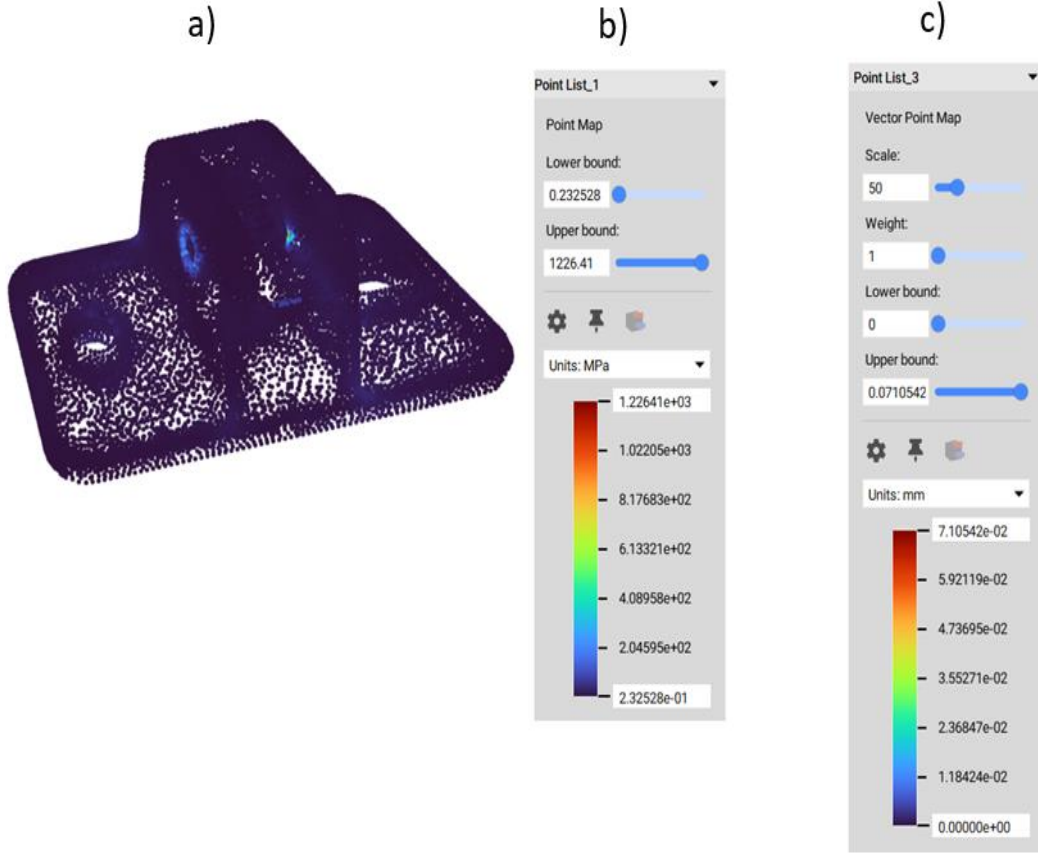


Şekil 4.1 a) Braket analizi. b) Birinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Birinci Analiz deplasman skalası.



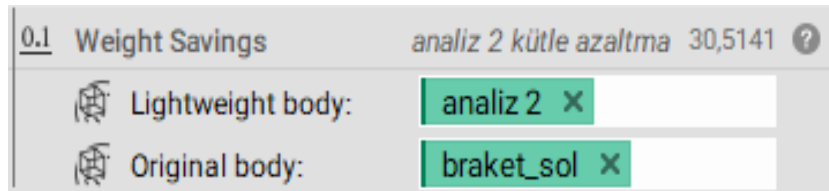
Şekil 4. 2 Birinci Analiz yüzde kütle azaltma.

İkinci analizde elde edilen sonuçlara göre maksimum gerilme değeri 1226,41 MPa ve deplasman değeri 0,071 mm olarak belirlenmiştir. Bu değerler Şekil 4.3’de görülmektedir.



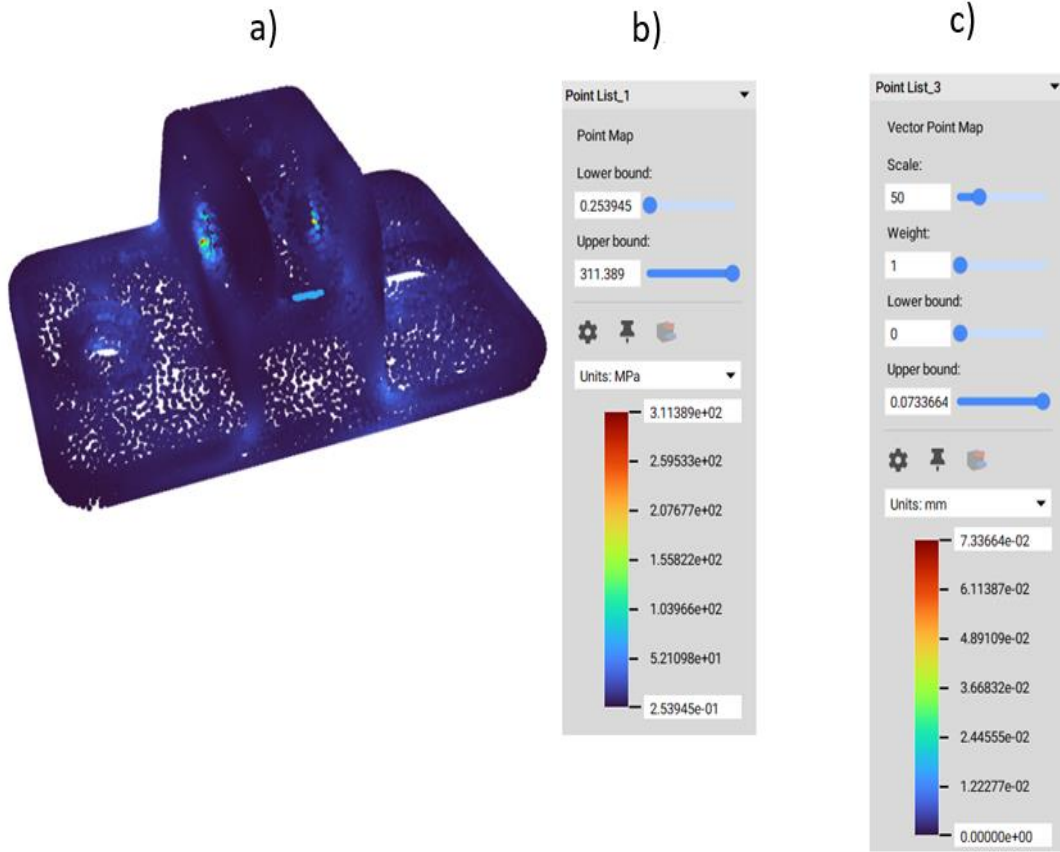
Şekil 4.3 a) Braket analizi. b) İkinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) İkinci Analiz deplasman skalası.

İkinci analiz sonucunda yüzde kütle azaltma değeri 30,5141% olduğu belirlenmiş olup Şekil 4.4’de görsel olarak ifade edilmiştir.



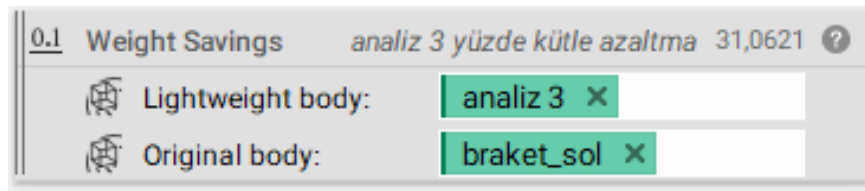
Şekil 4.4 İkinci analiz yüzde kütle azaltma.

Üçüncü analiz sonuçlarına göre maksimum gerilme değeri 311,389 MPa ve deplasman değeri 0,0731 mm olarak bulunmuştur. Bu değerler Şekil 4.5’de anlaşılabilmektedir.



Şekil 4.5 a) Braket analizi. b) Üçüncü Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Üçüncü Analiz deplasman skalası.

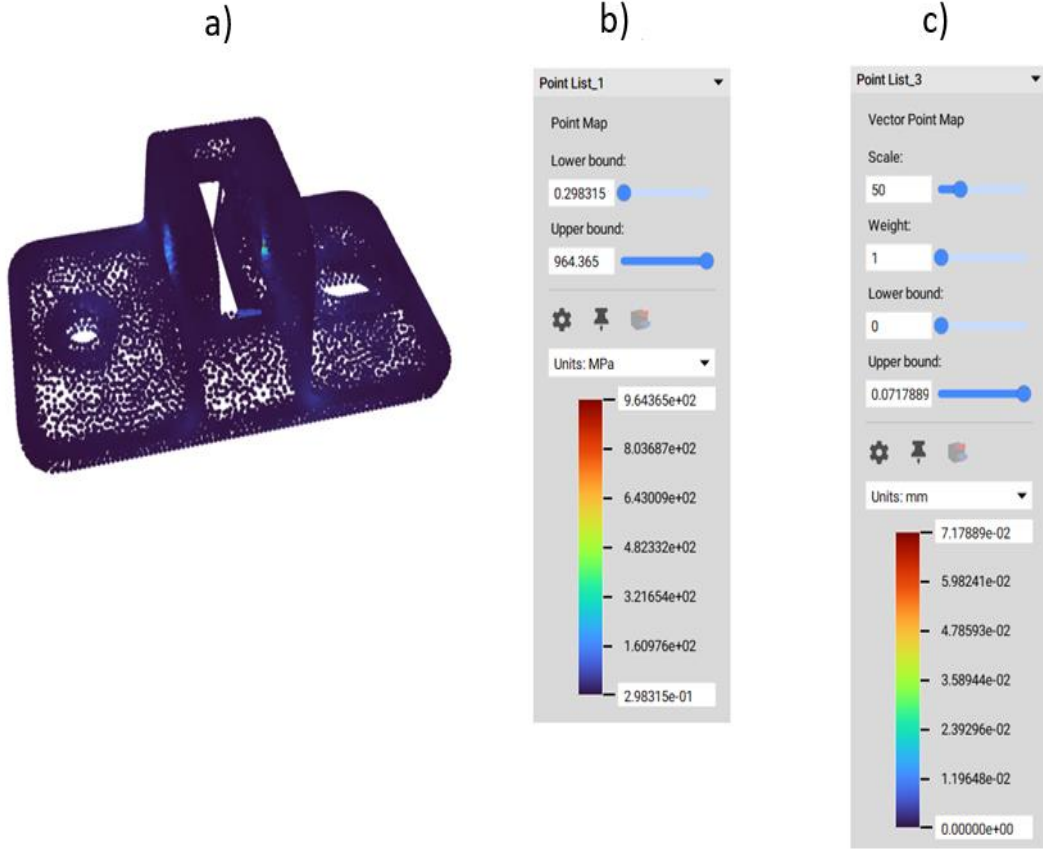
Üçüncü analiz sonucunda yüzde kütle azaltma değeri 31,0621% olduğu hesaplanmış Şekil 4.6’da görsel olarak sunulmuştur.



Şekil 4.6 Üçüncü Analiz yüzde kütle azaltma.

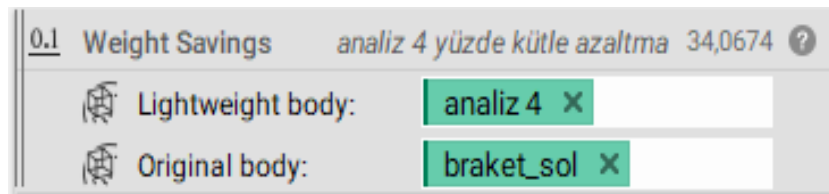
Dördüncü analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 964,365 MPa ve deplasman değeri

0,0718 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.7’de bu değerler anlaşılabilir.



Şekil 4.7 a) Braket analizi. b) Dördüncü Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Dördüncü Analiz deplasman skalası.

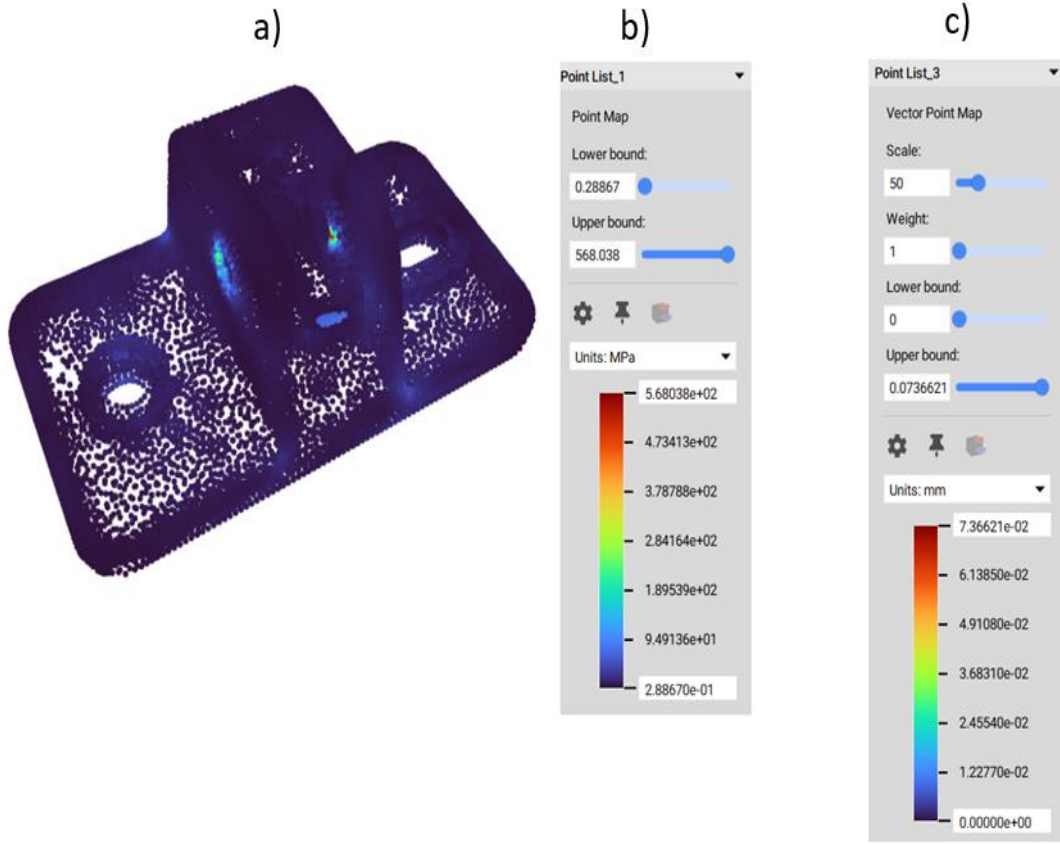
Dördüncü analiz neticesinde yüzde kütle azaltma değeri 34,0674% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Dördüncü Analiz yüzde kütle azaltma.

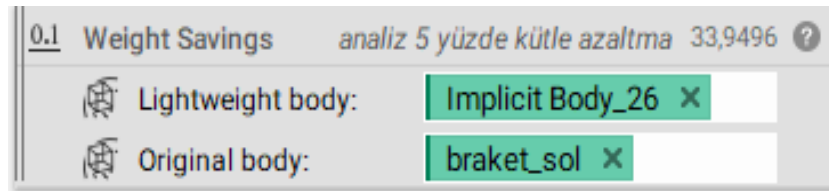
Beşinci analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 568,038 MPa ve deplasman değeri 0,0737 mm olarak bulunmuştur. Şekil 4.9’da beşinci analiz sonucunda elde edilen bu

değerler gösterilmiştir.



Şekil 4.9 a) Braket analizi. b) Beşinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Beşinci Analiz deplasman skalası.

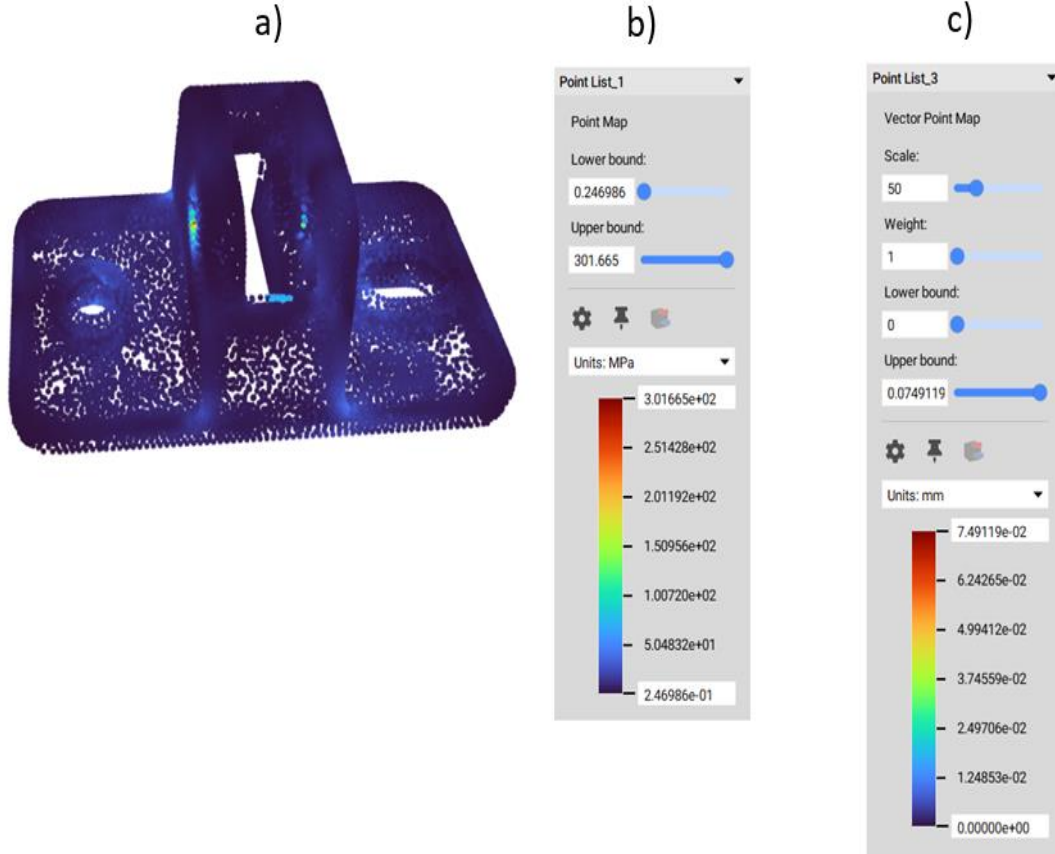
Beşinci analiz sonucunda yüzde kütle azaltma değeri 33,9496% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.10’da gösterilmiştir.



Şekil 4.10 Beşinci Analiz yüzde kütle azaltma.

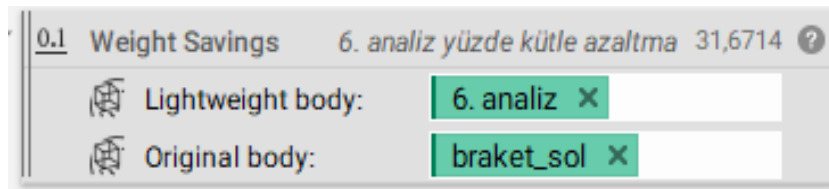
Altıncı analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 301,665 MPa ve deplasman değeri

0,0749 mm olarak bulunmuştur. Analizler sonucunda elde edilen değerler Şekil 4.11’de anlaşılabilmektedir.



Şekil 4.11 a) Braket analizi. b) Altıncı Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Altıncı Analiz deplasman skalası.

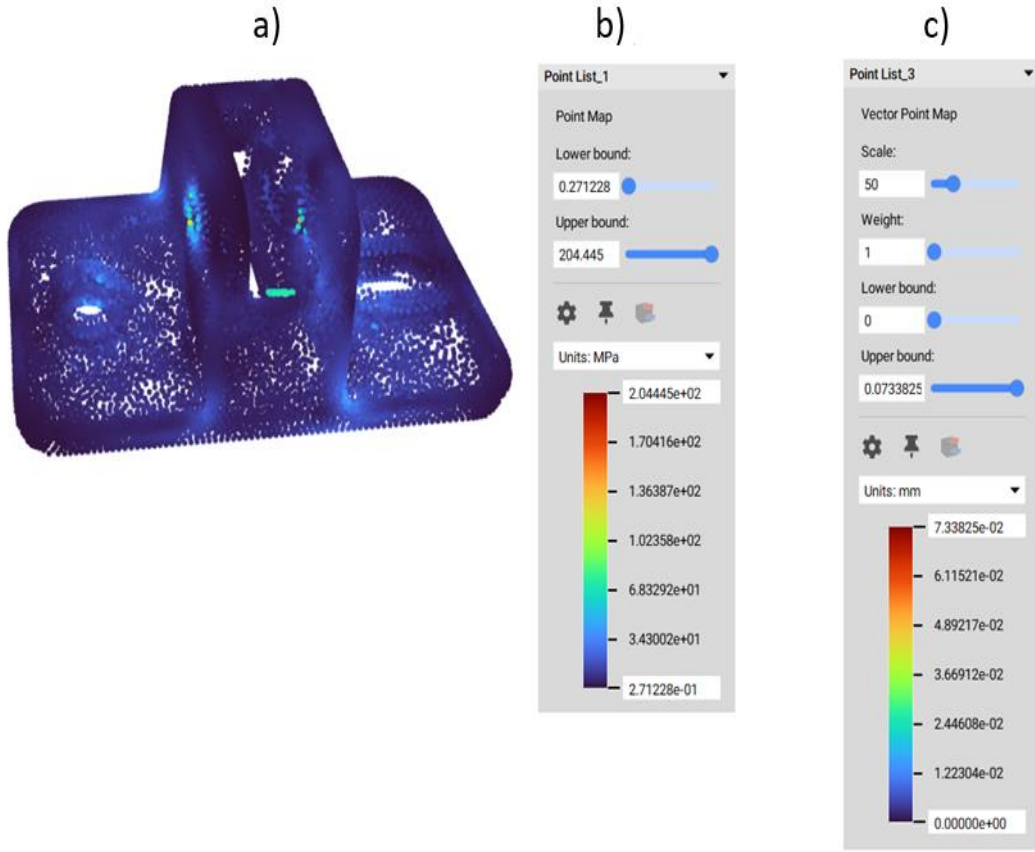
Altıncı analiz neticesinde yüzde kütle azaltma değeri 31,6714% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.12’de gösterilmiştir.



Şekil 4.12 Altıncı Analiz yüzde kütle azaltma.

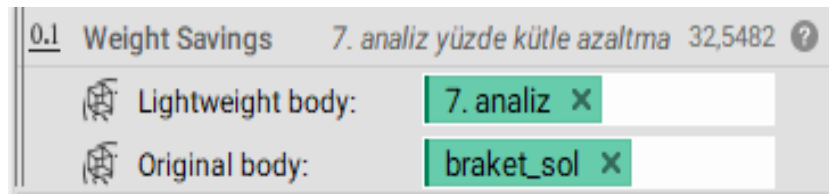
Yedinci analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 204,445 MPa ve deplasman değeri

0,0733 mm olarak bulunmuştur. Şekil 4.13’de bulunan bu değerler renk skalasına göre sınıflandırılarak verilmiştir.



Şekil 4.13 a) Braket analizi. b) Yedinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Yedinci Analiz deplasman skalası.

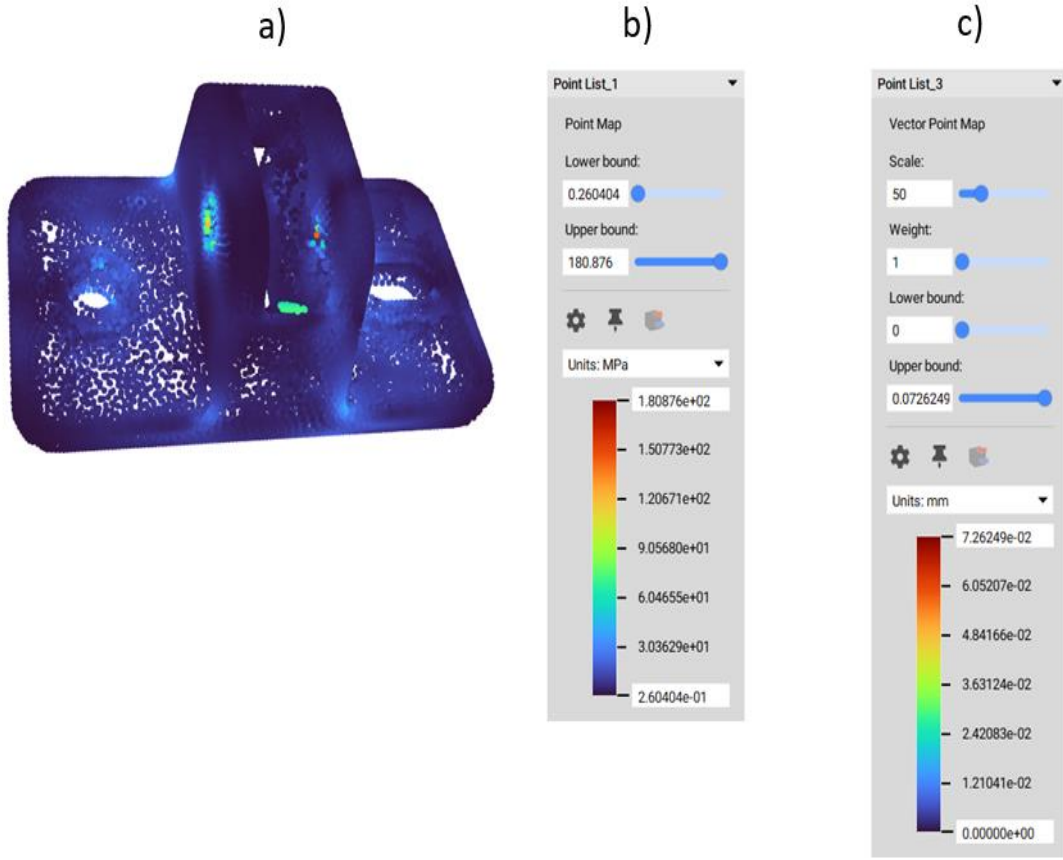
Yedinci analiz sonucunda yüzde kütle azaltma değeri 32,5482% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.14’de gösterilmiştir.



Şekil 4.14 Yedinci Analiz yüzde kütle azaltma.

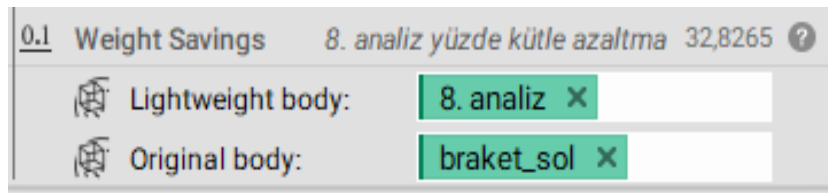
Sekizinci analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 180,876 MPa ve deplasman değeri 0,0726 mm olarak bulunmuştur. Elde edilen veriler Şekil 4.15’de renk skalasına

indirilmiş halde gösterilmiştir.



Şekil 4.15 a) Braket analizi. b) Sekizinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Sekizinci Analiz deplasman skalası.

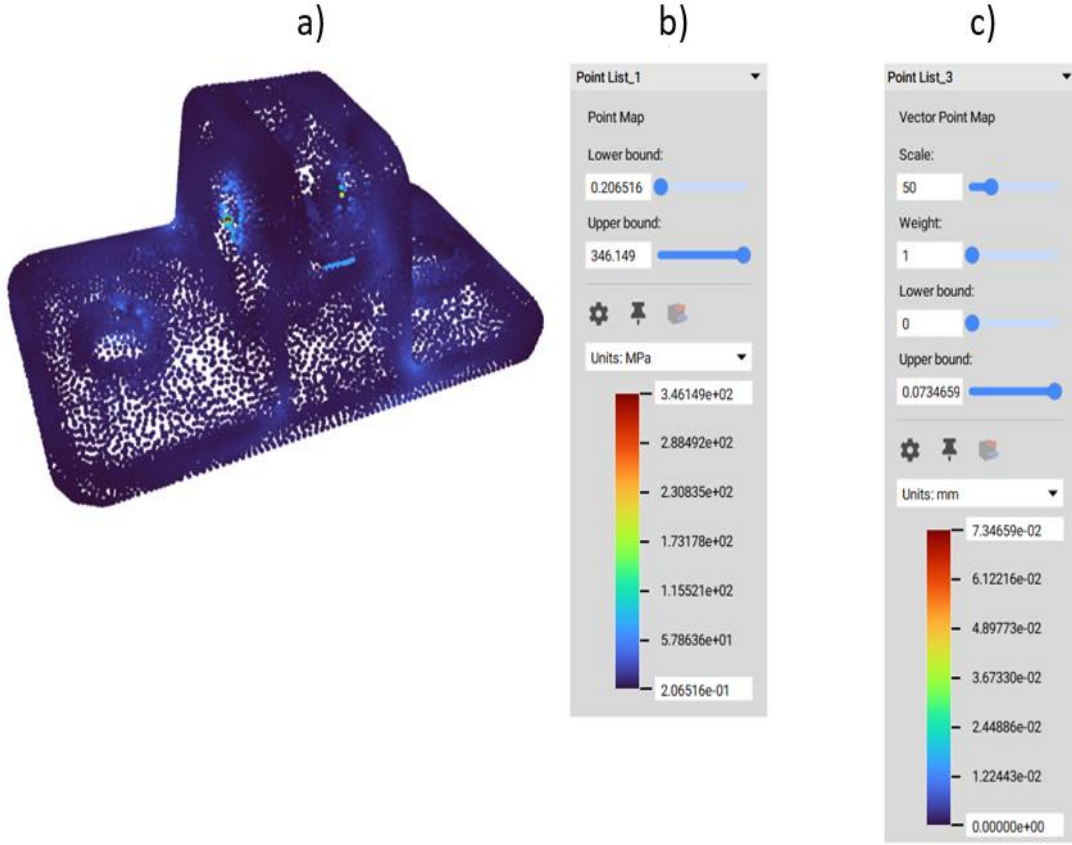
Sekizinci analiz neticesin yüzde kütle azaltma değeri 32,8265% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.16’da gösterilmiştir.



Şekil 4.16 Sekizinci Analiz yüzde kütle azaltma.

Dokuzuncu analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 346,149 MPa ve deplasman değeri 0,0734 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.17’de bu değerler renk skalasına

indirgenmiş şekilde verilmiştir.



Şekil 4.17 a) Braket analizi. b) Dokuzuncu Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Dokuzuncu Analiz deplasman skalası.

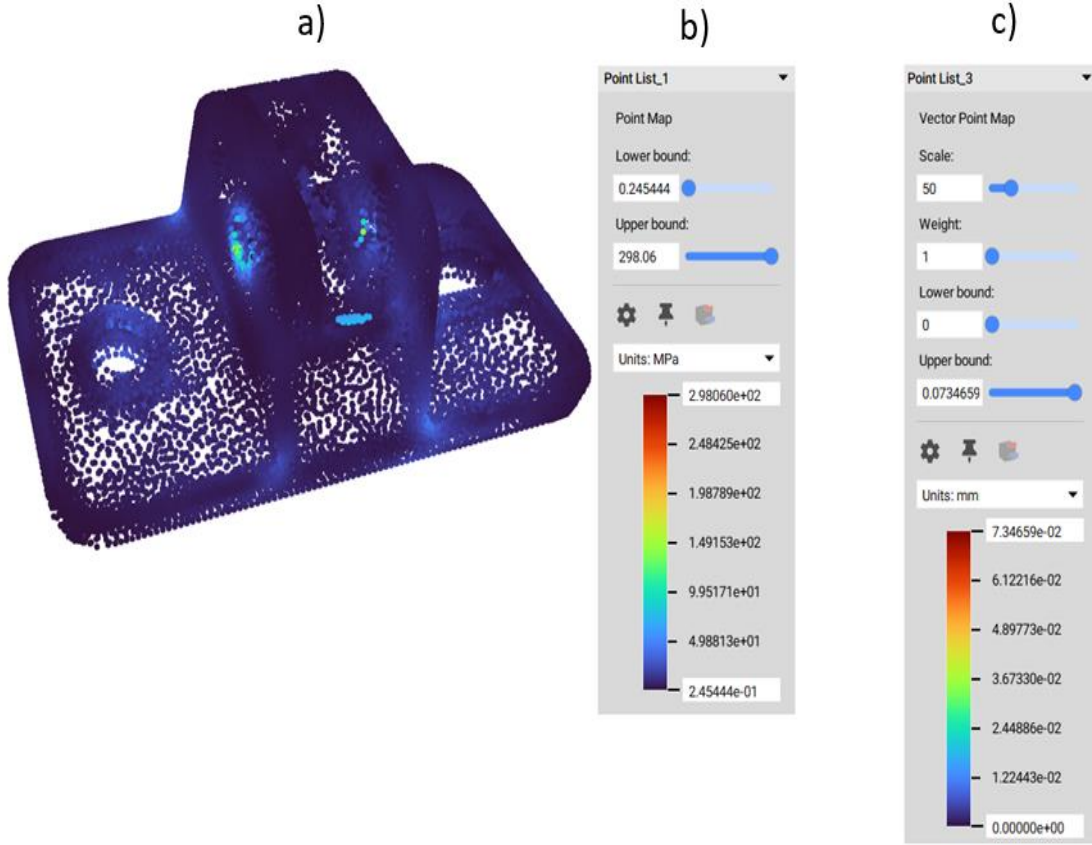
Dokuzuncu analiz neticesinde yüzde kütle azaltma değeri 32,8278% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.18’de gösterilmiştir.

0.1	Weight Savings	9. analiz yüzde kütle azaltma	32,8278	?
	Lightweight body:	9. analiz	x	
	Original body:	braket_sol	x	

Şekil 4.18 Dokuzuncu Analiz yüzde kütle azaltma.

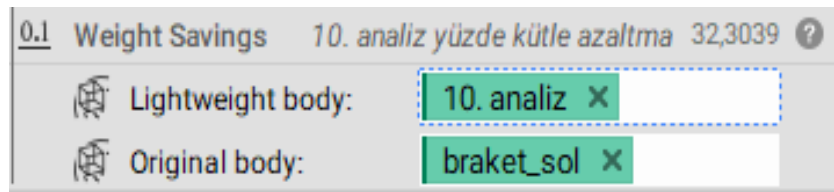
Onuncu analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 298,06 MPa ve deplasman değeri 0,0735 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.19’da bu değerler renk skalasına ayrılmış

olarak verilmiştir.



Şekil 4.19 a) Braket analizi. b) Onuncu Analiz Von-mises gerilme skalası. c) Onuncu Analiz deplasman skalası.

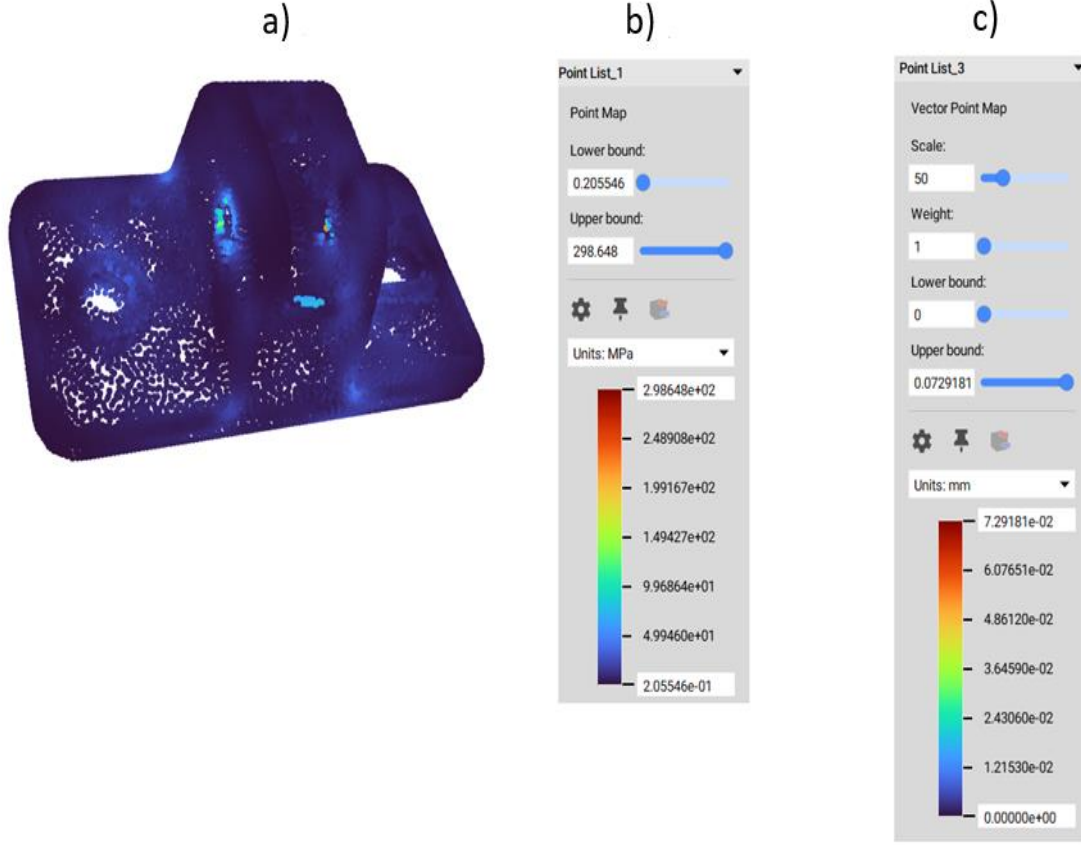
Onuncu analiz sonucunda yüzde kütle azaltma değeri 32,3039% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.20’de gösterilmiştir.



Şekil 4.20 Onuncu Analiz yüzde kütle azaltma.

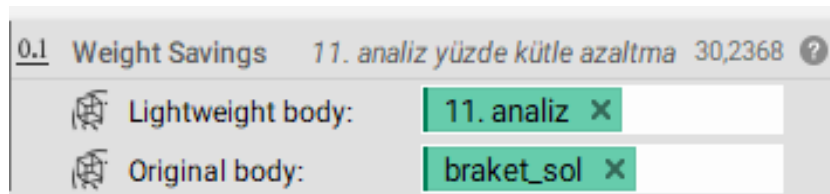
On birinci analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 298,648 MPa ve deplasman değeri

0,0729 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.21’de bu değerler anlaşılabilir.



Şekil 4.21 a) Braket analizi. b) On Birinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Birinci Analiz deplasman skalası.

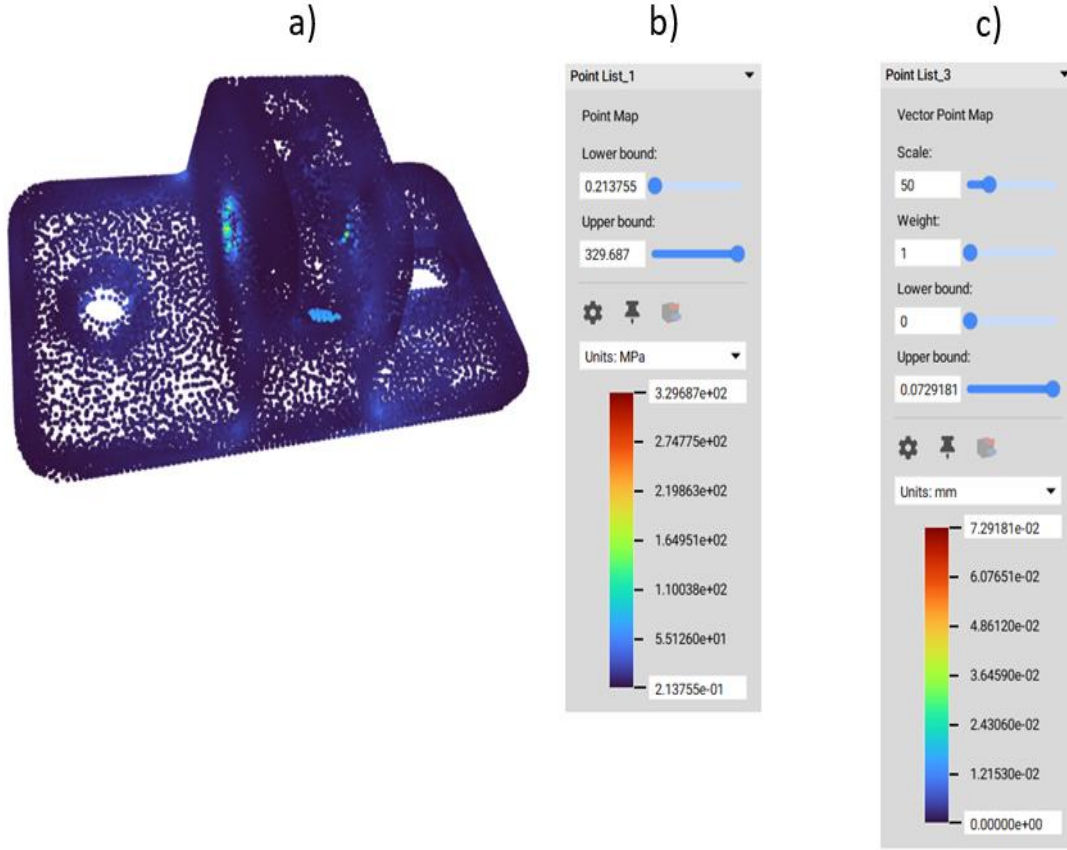
On birinci analiz sonucu yüzde kütle azaltma değeri 30,2368% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.22’de gösterilmiştir.



Şekil 4.22 On Birinci Analiz yüzde kütle azaltma.

On ikinci analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 329,687 MPa ve deplasman değeri

0,0729 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.23’de bu değerler anlaşılabilir.



Şekil 4.23 a) Braket analizi. b) On İkinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On İkinci Analiz deplasman skalası.

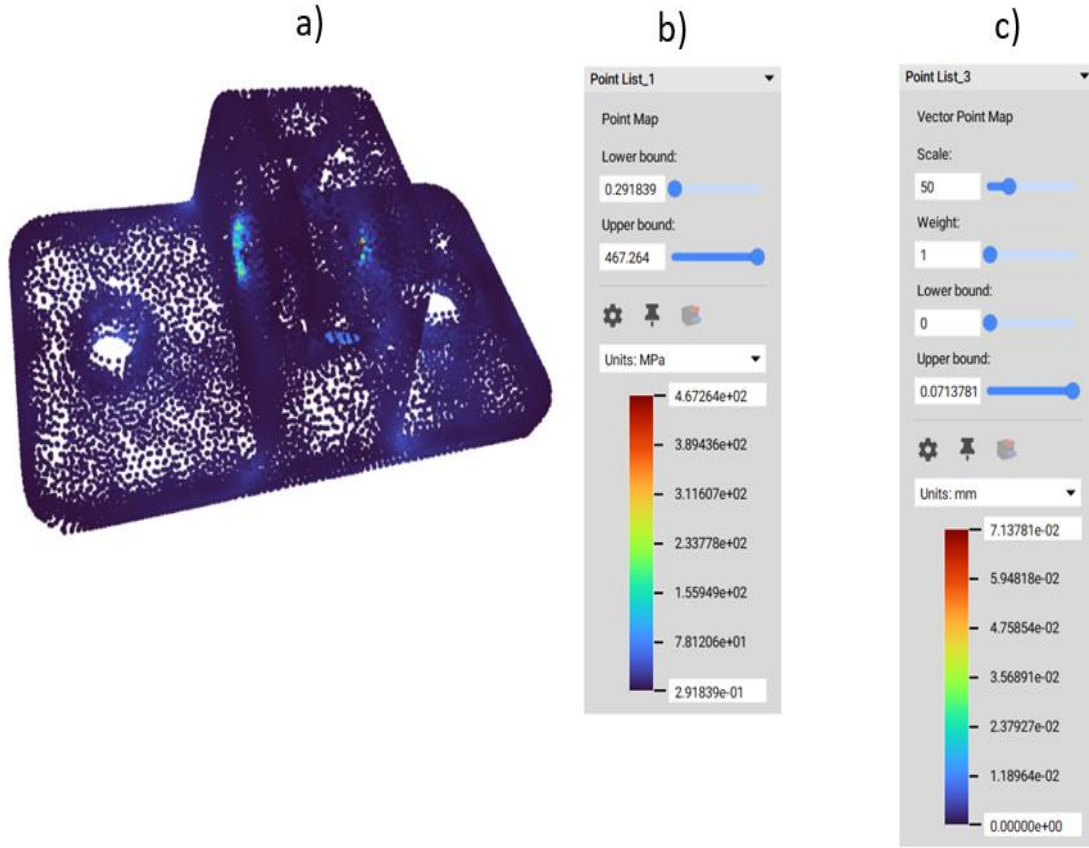
On ikinci analiz neticesinde yüzde kütle azaltma değeri 30,688% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.24’de gösterilmiştir.

0.1	Weight Savings	12. analiz yüzde kütle azaltma	30,688	?
	Lightweight body:	analiz 12 x		
	Original body:	braket_sol x		

Şekil 4.24 On İkinci Analiz yüzde kütle azaltma.

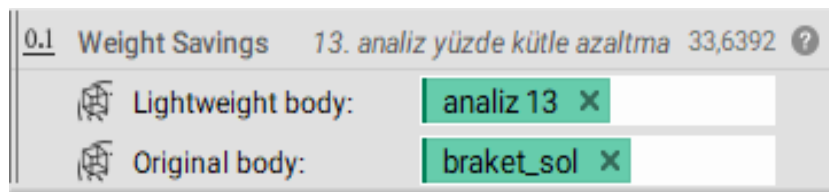
On üçüncü analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 467,264 MPa ve deplasman

değeri 0,0714 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.25’de bu değerler anlaşılabilir.



Şekil 4.25 a) Braket analizi. b) On Üçüncü Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Üçüncü Analiz deplasman skalası.

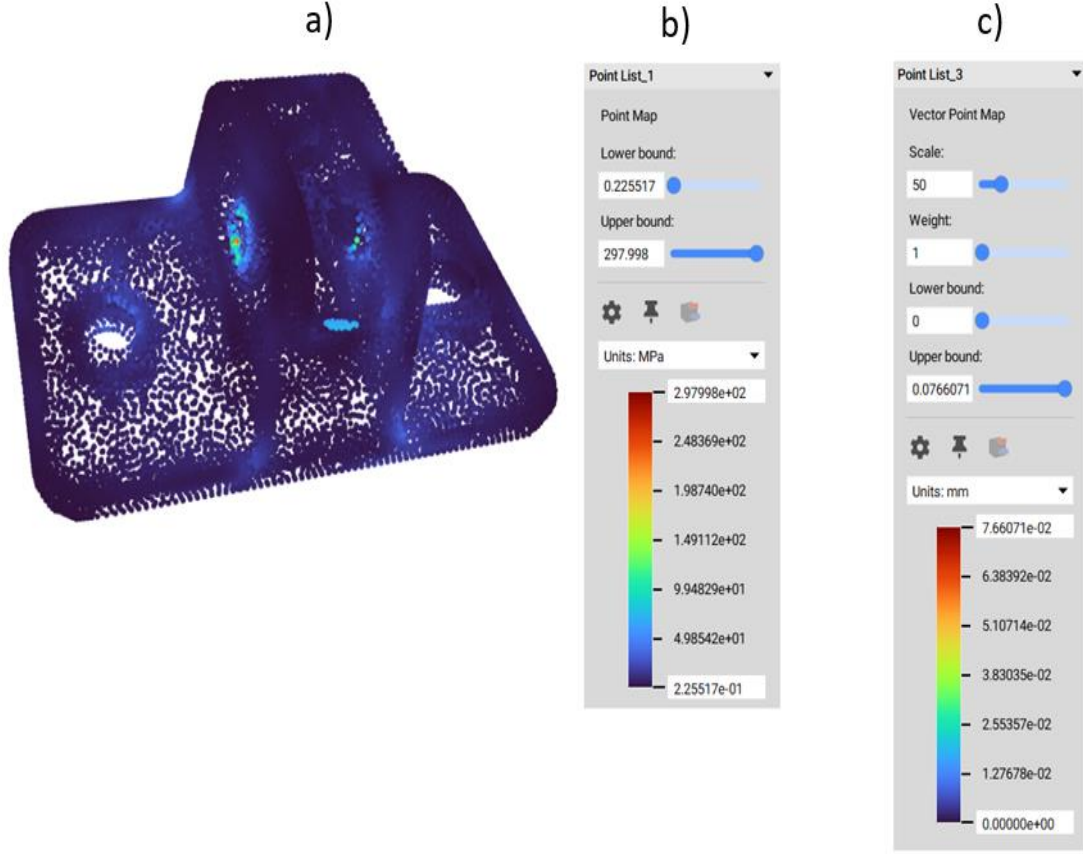
On üçüncü analiz neticesinde yüzde kütle azaltma değeri 33,6392% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.26’da gösterilmiştir.



Şekil 4.26 On Üçüncü Analiz yüzde kütle azaltma.

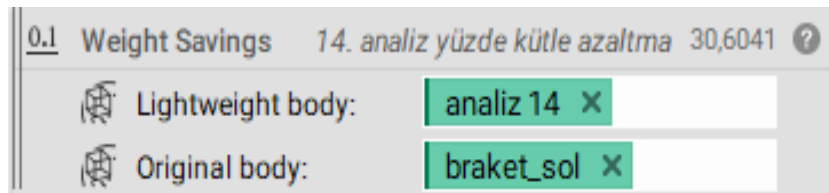
On dördüncü analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 297,998 MPa ve deplasman değeri 0,0767 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.27’de bu değerler renk skalasıyla

birlikte verilmiştir.



Şekil 4.27 a) Braket analizi. b) On Dördüncü Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Dördüncü Analiz deplasman skalası.

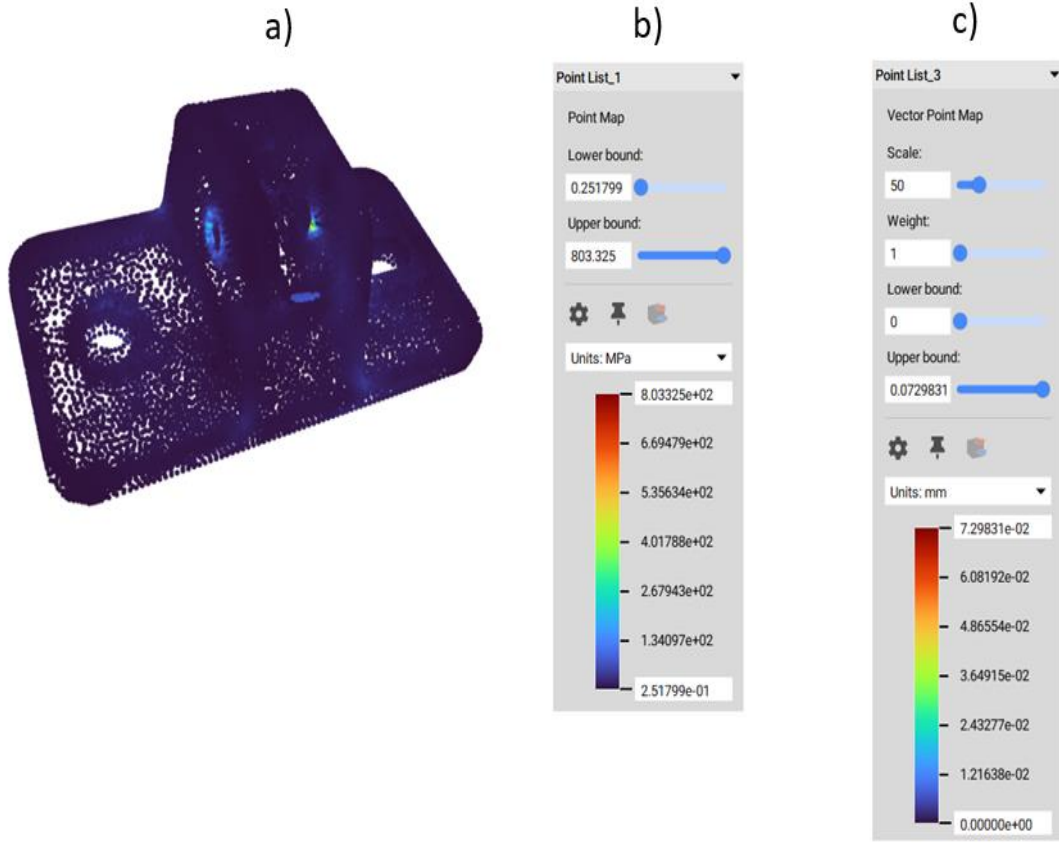
On dördüncü analiz neticesinde yüzde kütle azaltma ise kütle azaltma değeri 30,6041% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.28’de gösterilmiştir.



Şekil 4.28 On Dördüncü Analiz yüzde kütle azaltma.

On beşinci analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 803,325 MPa ve deplasman

değeri 0,0730 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.29’da bu değerler anlaşılabilmektedir.



Şekil 4.29 a) Braket analiz. b) On Beşinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Beşinci Analiz deplasman skalası.

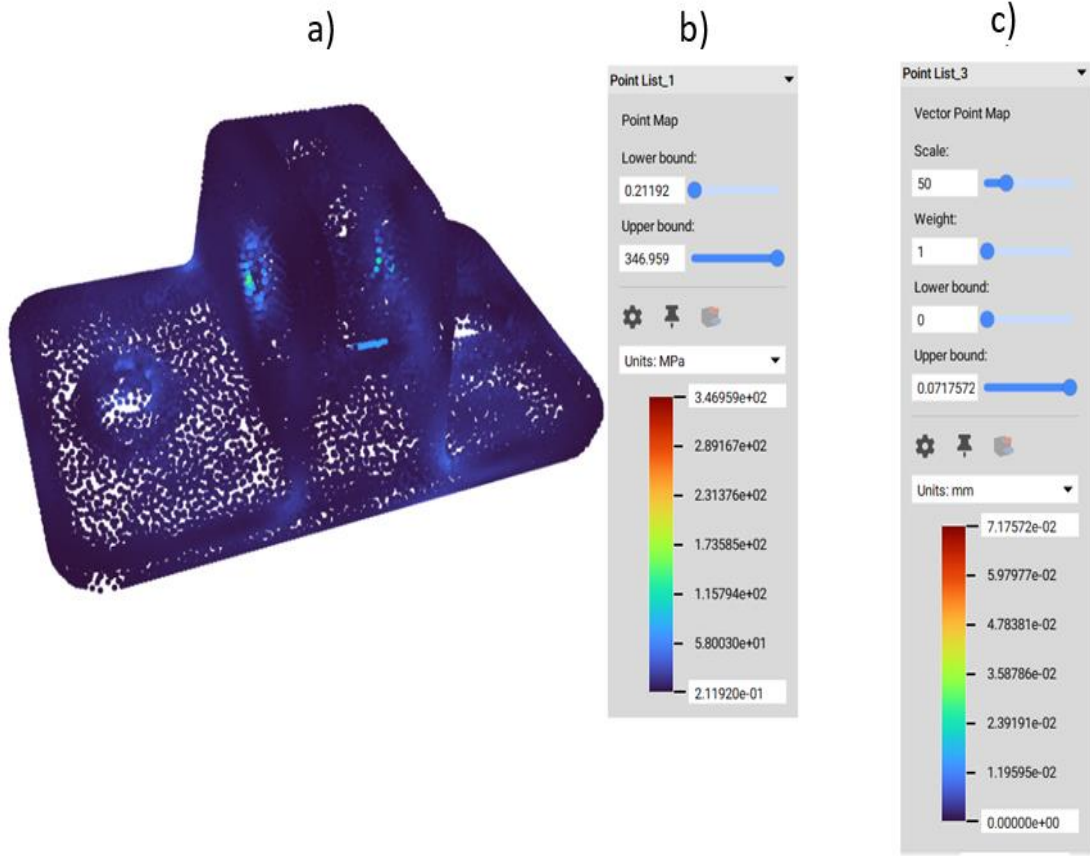
On beşinci analiz neticesinde yüzde kütle azaltma değeri 31,1607% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.30’da gösterilmiştir.

0.1	Weight Savings	15. analiz yüzde kütle azaltma	31,1607	?
	Lightweight body:	analiz 15	x	
	Original body:	braket_sol	x	

Şekil 4.30 On Beşinci Analiz yüzde kütle azaltma.

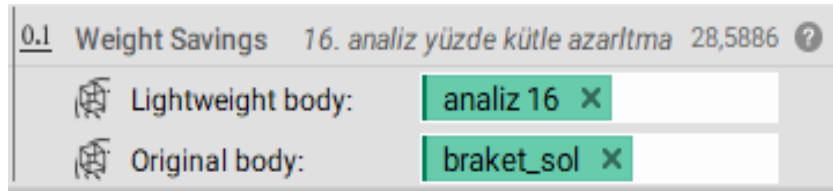
On altıncı analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 346,959 MPa ve deplasman değeri

0,0718 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.31’de bu değerler anlaşılabilir.



Şekil 4.31 a) Braket analizi. b) On Altıncı Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Altıncı Analiz deplasman skalası.

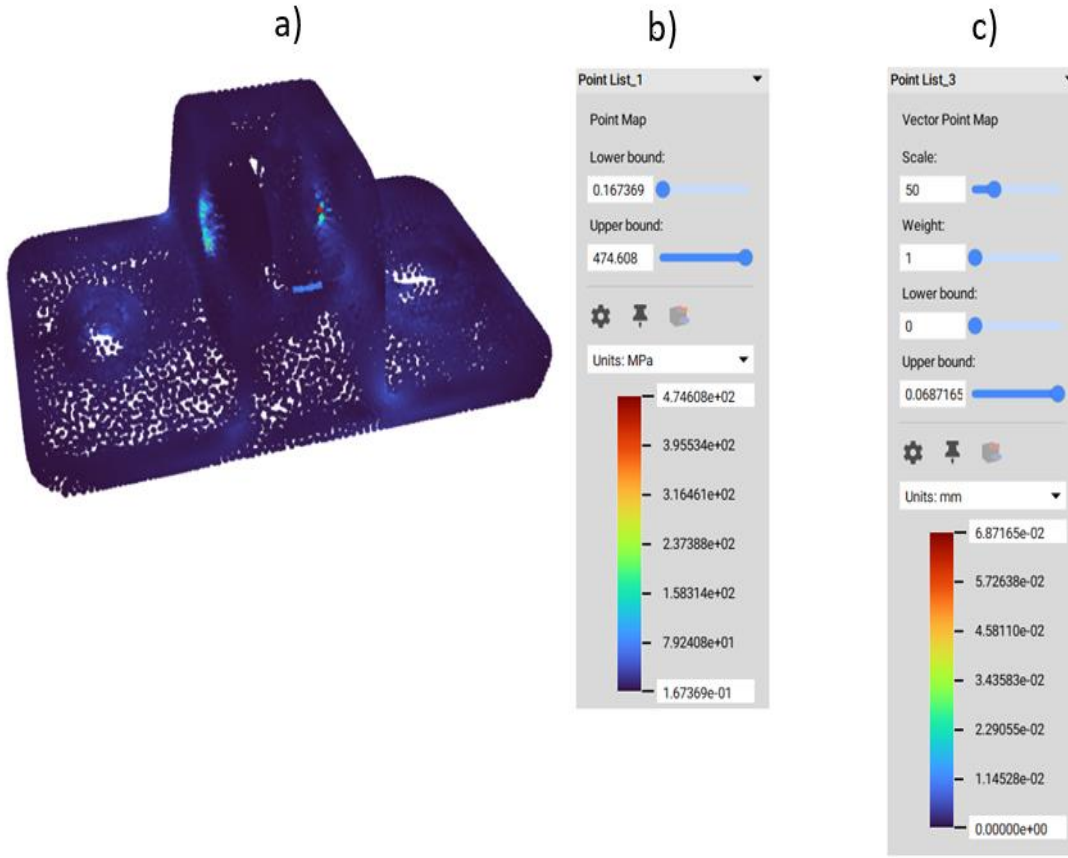
On altıncı analiz neticesinde yüzde kütle azaltma değeri 28,5886% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.32’de gösterilmiştir.



Şekil 4.32 On Altıncı Analiz yüzde kütle azaltma.

On yedinci analiz sonucunda maksimum gerilme değeri 474,608 MPa ve deplasman değeri 0,0687 mm olarak bulunmuştur ve bu bulgular Şekil 4.33’de bu değerler

anlaşılabilmektedir.



Şekil 4.33 a) Braket analizi. b) On Yedinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Yedinci Analiz deplasman skalası.

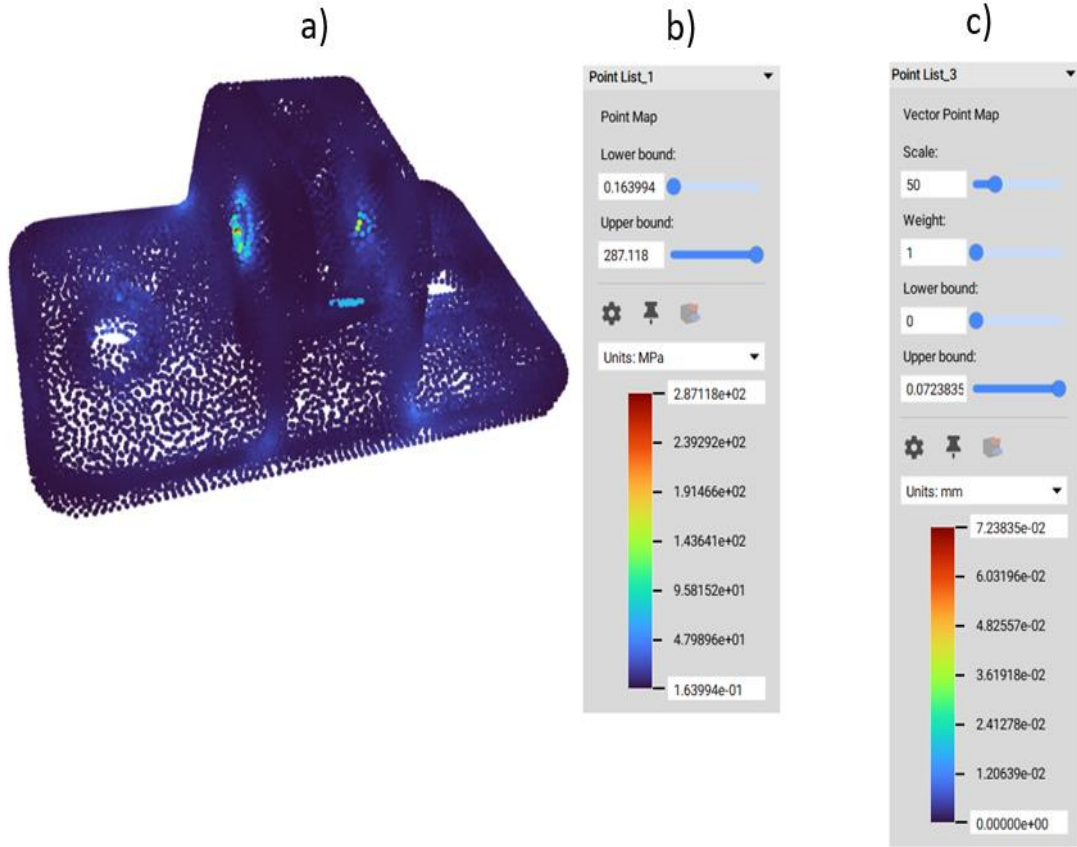
On yedinci analiz neticesinde yüzde kütle azaltma değeri 28,655% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.34’de gösterilmiştir.

0.1	Weight Savings	17. analiz yüzde kütle azaltma	28,655	?
	Lightweight body:	analiz 17	×	
	Original body:	braket_sol	×	

Şekil 4.34 On Yedinci Analiz yüzde kütle azaltma.

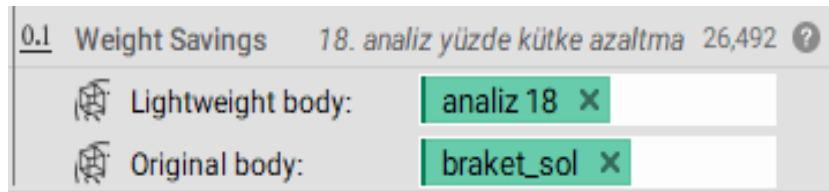
On sekizinci analiz neticesinde maksimum gerilme değeri 287,118 MPa ve deplasman

değeri 0,0724 mm olarak bulunmuştur ve Şekil 4.35’de bu değerler gösterilmiştir.



Şekil 4.35 a) Braket analizi. b) On Sekizinci Analiz Von-mises gerilme skalası. c) On Sekizinci Analiz deplasman skalası.

On sekizinci analiz neticesinde yüzde kütle azaltma değeri 26,492% olduğu hesaplanmış olup Şekil 4.36’da gösterilmiştir.



Şekil 4.36 On Sekizinci Analiz yüzde kütle azaltma.

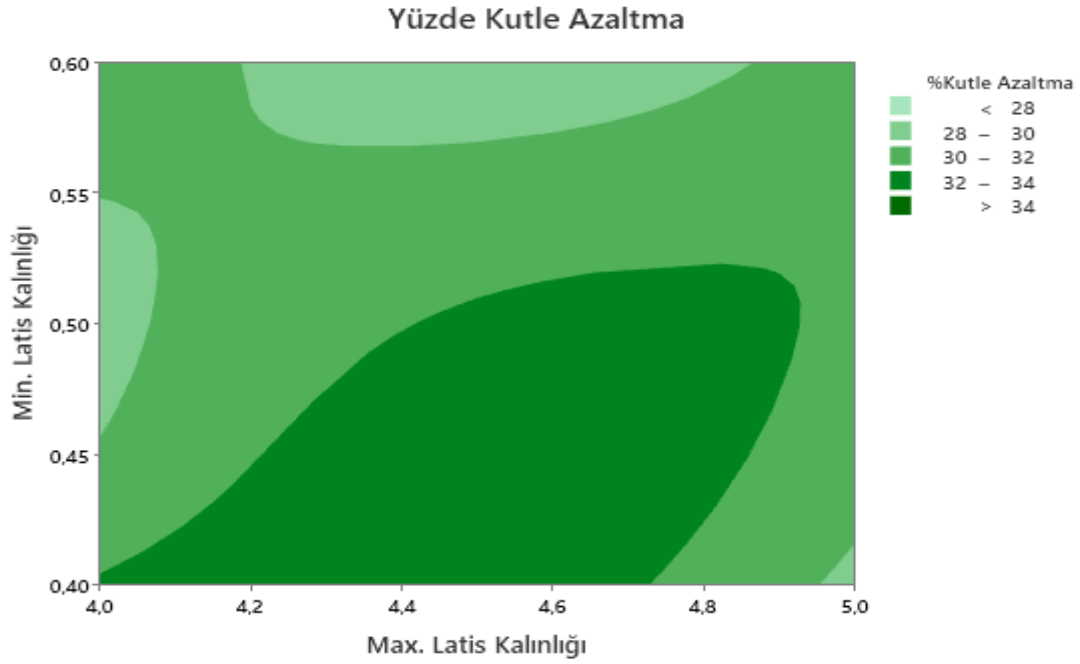
Analizler sonucunda elde edilen yüzde kütle azaltma, Von-mises gerilmeleri ve

deplasman çıktı parametreleri tek bir tablo halinde Çizelge 4.1’de özetlenmiştir. Maksimum yüzde kütle azaltma değerlerinin gözlemlendiği 4. ve 5. Analizlerde, yüzde kütle azaltmayla ters orantılı olarak daha yüksek gerilme değerlerinin olduğu gözlemlenmiştir.

Çizelge 4.1 FEM sonuçları.

Analiz Numarası	% Hacim (Kütle) Azaltma	Von-Mises (MPa)	Deplasman (mm)
1	30,4163	299,037	0,0767
2	30,5141	1226,000	0,0710
3	31,0621	311,389	0,0734
4	34,0674	964,365	0,0718
5	33,9496	568,038	0,0737
6	31,6236	200,962	0,0718
7	32,5482	204,445	0,0734
8	32,8265	180,876	0,0726
9	32,8278	346,149	0,0735
10	30,3039	298,06	0,0731
11	30,2368	298,648	0,0734
12	30,688	329,687	0,0729
13	33,639	467,264	0,0713
14	30,6041	297,998	0,0766
15	31,1607	803,325	0,0730
16	28,5886	346,959	0,0718
17	28,655	474,608	0,0687
18	26,492	287,118	0,0724

Şekil 4.37’de minimum ve maksimum latis kalınlığının yüzde kütle azaltma üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Koyu yeşil olarak gösterilen bölüm kütle azaltma için maksimum değer olarak gözlenmektedir. Üç boyutlu grafik incelendiğinde en fazla yüzde kütle azaltma 0,4 mm - 0,5 mm minimum ve 4,0 - 4,8 mm maksimum latis kalınlığı aralığında olduğu anlaşılmaktadır.

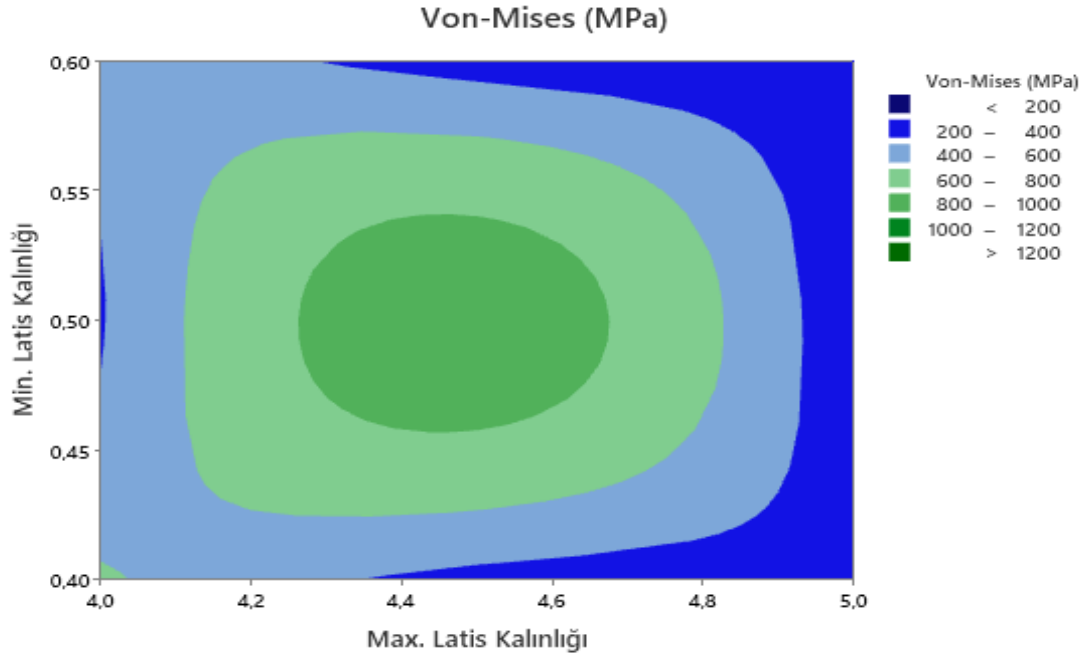


Şekil 4.37 Maksimum ve minimum latis kalınlığının yüzde kütle azaltmasına olan etkisi.

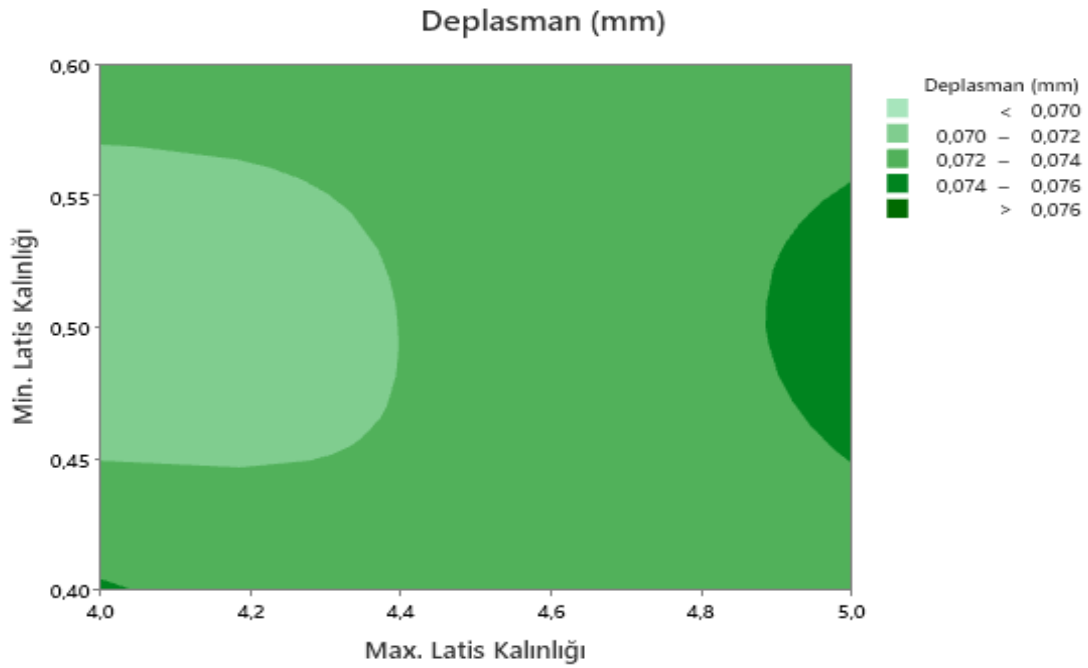
Şekil 4.38’de min. ve max. latis kalınlığının maksimum gerilme üzerindeki etkisi verilmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde maksimum latis kalınlığının 5,0 mm’ye yaklaştıkça Von-Mises gerilmesinin azaldığı anlaşılmıştır. Minimum latis kalınlığında ise maksimum latis kalınlığına bağlı olarak her değerde aranan gerilme değeri alınabilmektedir. Maksimum latis kalınlığının 4,2 mm – 4,8 mm, minimum latis kalınlığının 0,44 mm – 0,56 mm aralığında olduğu bölgede ise kriter gerilme değerinin çok üstünde bir değere çıkarak tasarıma uygunluktan uzaklaştığı görülmüştür.

Şekil 4.39’da minimum ve maksimum latis kalınlığı için deplasman değerinin dağılımı üç boyutlu grafik ile görselleştirilmiştir. Üç boyutlu grafik incelendiğinde, deplasman değerinin en az olduğu bölgenin 0,45 mm – 0,55 mm minimum latis kalınlığı ile 4,0 mm – 4,4 mm maksimum latis kalınlığı aralığındaki bölge olduğu görülmüştür. Bununla birlikte deplasman değerlerinin, 4,9 mm – 5mm maksimum latis kalınlığı aralığı ile 0,45 mm – 0,55mm minimum latis kalınlığı aralığında maksimum değerlere ulaştığı tespit edilmiştir. Maksimum latis kalınlığının 4,4 mm ile 4,9 mm aralığında, minimum latis kalınlığının girdi parametrelerinin her alanında 0,07 mm ile 0,074 mm arasında olduğu

saptanmıştır.



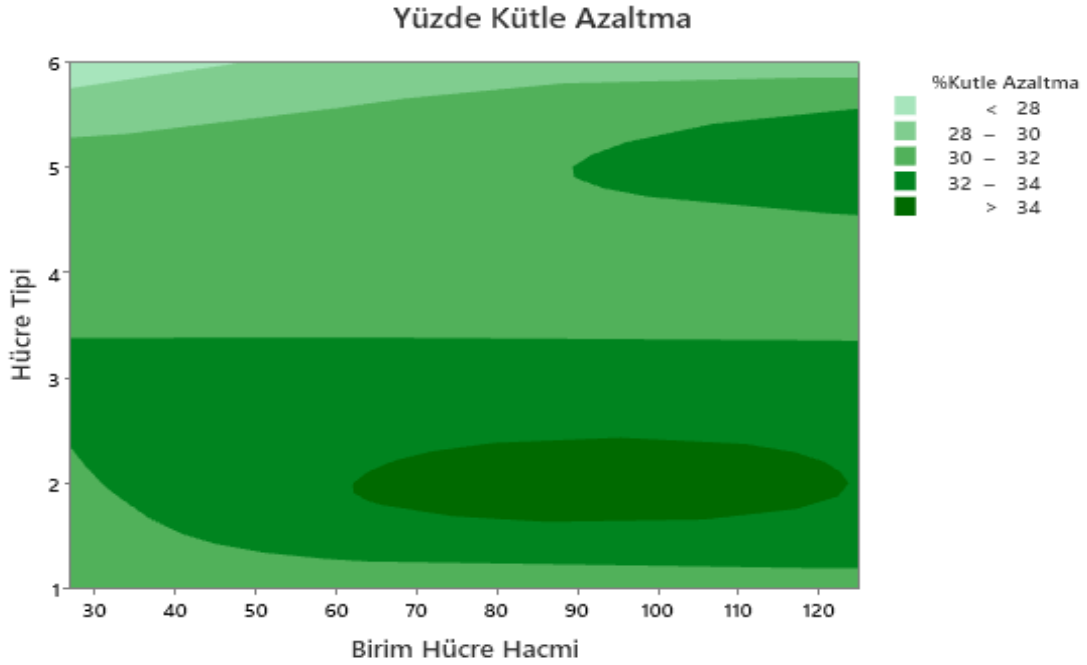
Şekil 4.38 Maksimum ve minimum latis kalınlığının Von-Mises gerilme üzerindeki etkisi.



Şekil 4. 39 Maksimum ve minimum latis kalınlığının deplasman üzerindeki etkisi.

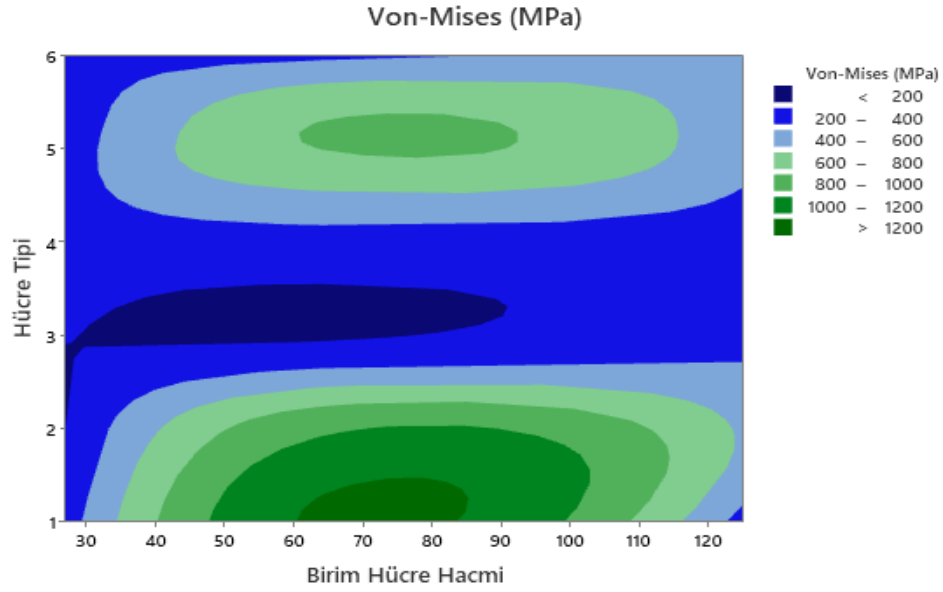
Birim hücre hacmi ve hücre tipinin kütle azaltma üzerindeki etkisi Şekil 4.40'daki üç

boyutlu grafikte verilmiştir. Yüzde kütle azaltma için 6. tip latis yapı olan Neovious tipi latis yapı en az etkili olduğu ve birim hücre hacminin her girdi parametresine karşılık 30% un altında bir kütle azaltma kazandırdığı Şekil 4.40'da anlaşılmaktadır. Maksimum yüzde kütle azaltma ise 2. tip latis yapı olan Gyroid tipi latis yapıda kazanılmış olup 34%'ün üzerinde azaltma olduğu saptanmıştır. Birim hücre hacminin ise maksimum yüzde kütle azaltma için 2. tip latis yapı ile birlikte 65 – 120 mm³ aralığında olması gerektiği belirlenmiştir. Yüzde kütle azaltma için 30% un üzerinde olduğu bölümler girdi birim hücre hacmi parametrelerinin her alanında 1. ve 2. hücre tipinde olduğu anlaşılmıştır.



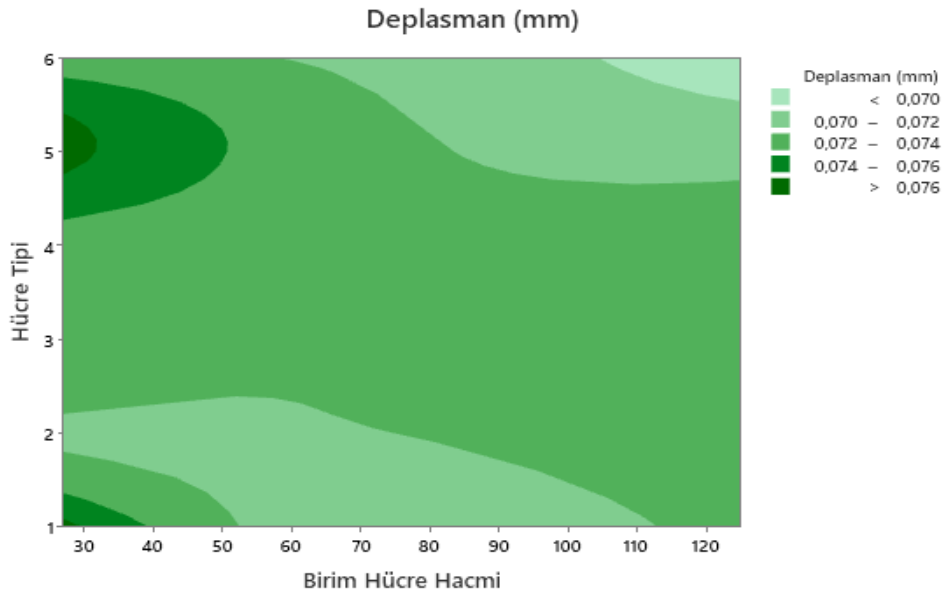
Şekil 4.40 Hücre tipi ve birim hücre hacminin yüzde kütle azaltma üzerindeki etkisi.

Birim hücre hacmi ve hücre tipinin Von-Mises üzerindeki etkileri de önemli bir kriter oluşturmaktadır. Bu bağlamda analizler neticesinde elde edilen hücre tipi-birim hücre hacmi grafiği üç boyutlu olarak şekil 4.41'de verilmiştir. Grafik incelendiğinde Von-mises gerilmenin en aza indirgendiği hücre tipinin 3. tip olan Diamond tipi latis hücre olduğu belirlenmiştir. 3. tip latis ile 30 – 90 mm³ lük birim hücre hacminde 200 MPa'ın altında Von-mises gerilme değerlerine ulaştığı saptanmıştır.



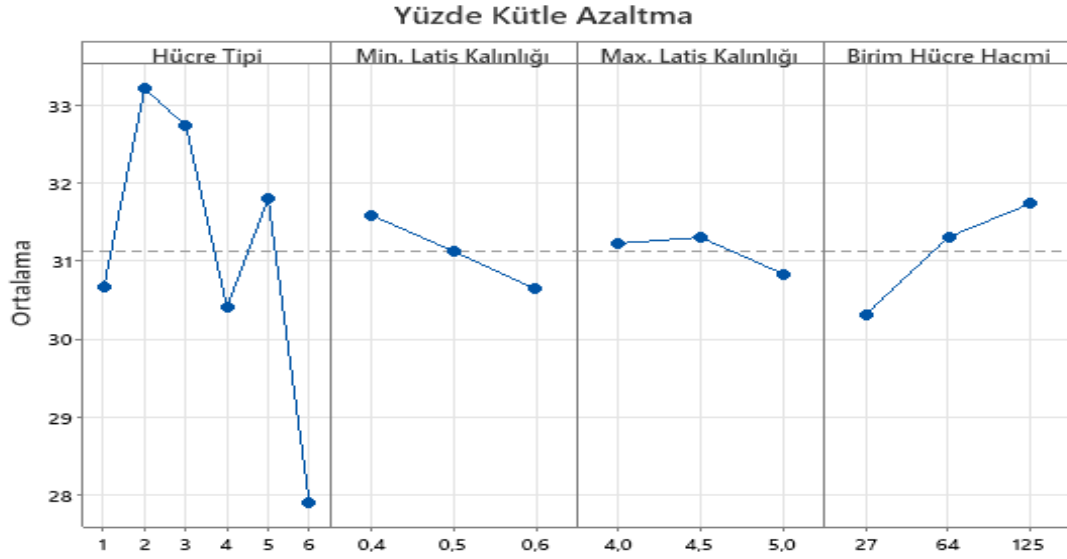
Şekil 4.41 Hücre tipi ve birim hücre hacminin Von-Mises gerilme üzerindeki etkisi.

Bir diğer çıktı parametresi olan deplasman değerleri de birim hücre hacmi ve hücre tipine bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Şekil 4.42’de verilen grafikte verilmiş olup, grafik skalasında yeşil tonu koyulaştıkça istenilen özelliklerden uzaklaşmaktadır. Bu bilgiler doğrultusunda minimum deplasman değeri için birim hücre hacminin her değerinde 110 – 120 mm³ olup hücre tipinin 6. Tip ya da birim hücre hacminin 50 – 80 mm³ hacminde seçilip hücre tipinin 1 veya 2 seçilmesi uygun olacağı anlaşılmıştır.



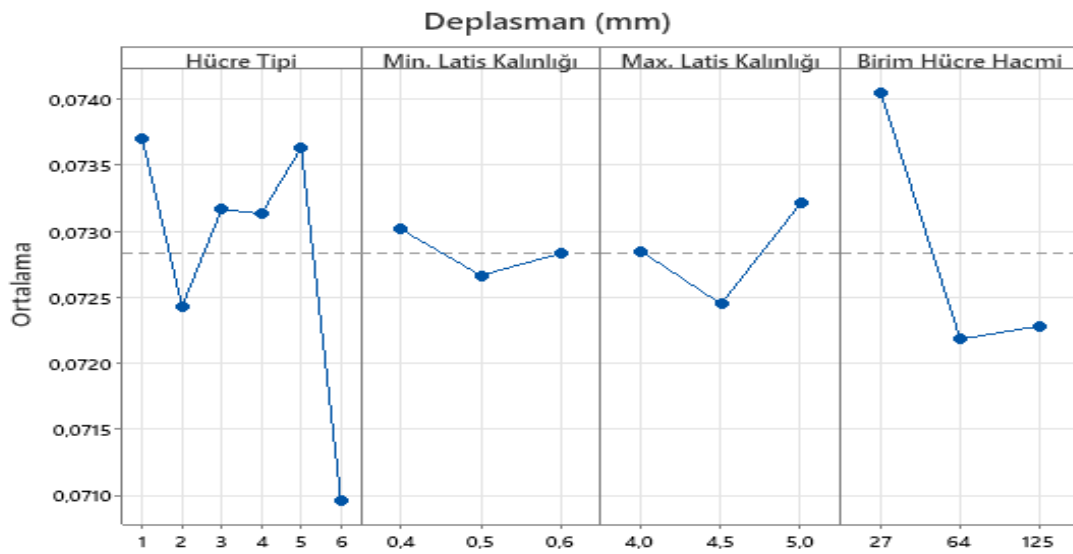
Şekil 4.42 Hücre tipi ve birim hücre hacminin deplasman üzerindeki etkisi.

Şekil 4.43’de verilen grafikte girdi parametrelerinin yüzde kütle azaltma üzerindeki ortalama etkileri görselleştirilmiştir. Bu veriler incelendiğinde yüzde kütle azaltma için hücre tipi 2. Tip olan Gyroid, minimum latis kalınlığı için 0,4, maksimum latis kalınlığı için 4,5 ve birim hücre hacmi 125 mm³ parametreleri en büyük katkıyı sağlayan girdilerdir.



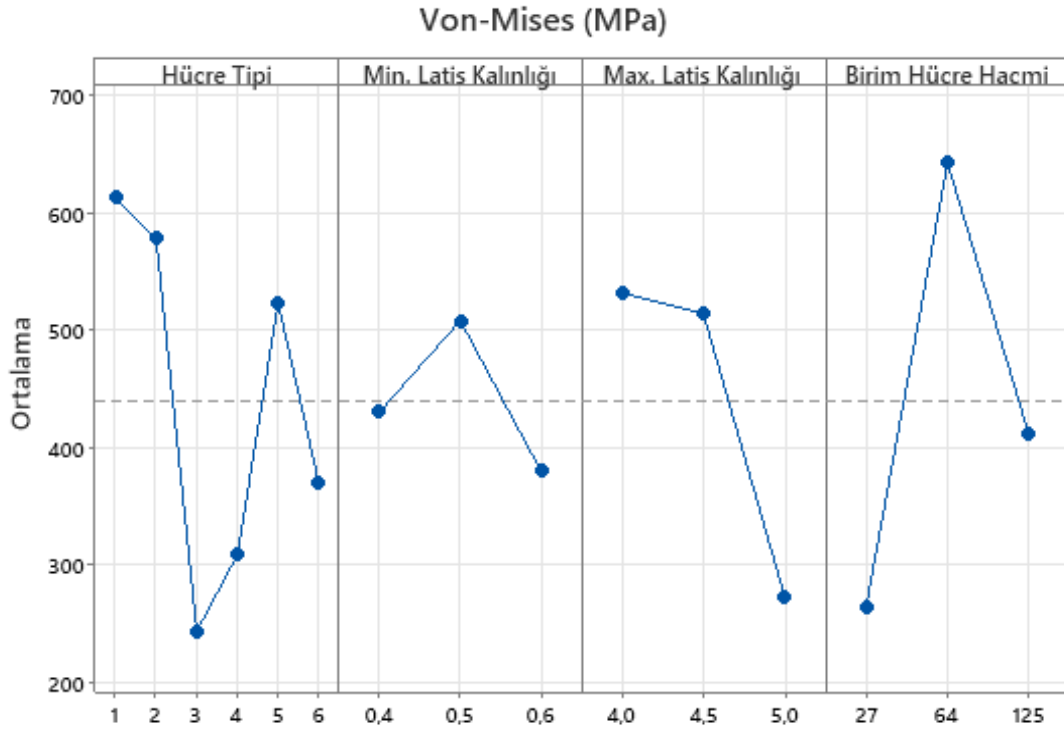
Şekil 4.43 Girdi parametrenin yüzde kütle azaltma üzerindeki ortalama değerleri.

Girdi parametrelerinin deplasman üzerindeki ortalama etkileri şekil 4.44’de gösterilmiştir.



Şekil 4.44 Girdi parametrelerinin deplasman üzerindeki etkiler.

Tasarım kriteri olarak seçilen Von-Mises gerilme değerine, seçilen her bir girdi parametresi etki etmektedir. Şekil 4.45’de verilen grafikte girdi parametrelerinin maksimum Von-Mises (MPa) üzerindeki ortalama etkileri aktarılmıştır.



Şekil 4.45 Her parametre kategorisinin Von-Mises üzerindeki yüzde dağılımı.

Yapılan çalışmalar neticesinde her bir girdi parametresinin çıktı verilerinin her birine olan etkisi ANOVA analizleri neticesinde elde edilmiştir. Her bir parametre kategorisinin maksimum gerilme üzerindeki etkileri yüzdelik cinsinden Çizelge 4.2’de ve yüzde kütle azaltma üzerindeki etkisi Çizelge 4.3’de verilmiştir. Çizelge 4.2’deki verilere bakıldığında Von-Mises gerilmeye en çok etki eden parametre 31,62% ile birim hücre hacmi olurken 3,63% ile minimum latis kalınlığı en az etki eden parametre olmuştur. Çizelge 4.3 incelendiğinde yüzde kütle azaltmaya en çok etki eden parametrenin 81,63% ile hücre tipi, en az etki edenin ise 1,12% ile maksimum latis kalınlığı olduğu görülmüştür. Girdi parametrelerinin Von-mises ve yüzde kütle azaltma üzerindeki etkisi incelendiğinde hücre tipi ve birim hücre hacmi parametrelerinin etkilerinin minimum ve maksimum latis kalınlığına kıyasla çok daha etkili olduğu anlaşılmaktadır.

Çizelge 4.2 Her parametre kategorisinin Von-Mises üzerindeki yüzde dağılımı.

Kaynak	DF	Seq SS	Katkı Oranı	Adj SS	Adj MS	F-Değer	P-Değer
Hücre Tipi	5	348424	25,38%	348424	69685	1,44	0,332
Min. Latis Kalınlığı	2	49845	3,63%	49845	24922	0,52	0,621
Max. Latis Kalınlığı	2	250260	18,23%	250260	12510	2,59	0,155
Birim Hücre Hacmi	2	433945	31,62%	433945	216973	4,49	0,064
Error	6	290088	21,13%	290088	48348		
Toplam	17	1372562	100,00%				

Çizelge 4.3 Her parametre kategorisinin yüzde kütle azaltma üzerindeki yüzde dağılımı.

Kaynak	DF	Seq SS	Katkı Oranı	Adj SS	Adj MS	F-Değer	P-Değer
Hücre Tipi	5	55,3714	81,63%	55,3714	11,0743	25,30	0,001
Min. Latis Kalınlığı	2	2,7169	4,01%	2,7169	1,3585	3,10	0,119
Max. Latis Kalınlığı	2	0,7627	1,12%	0,7627	0,3814	0,87	0,465
Birim Hücre Hacmi	2	6,3525	9,37%	6,3525	3,1763	7,26	0,025
Error	6	2,6264	3,87%	2,6264	0,4377		
Toplam	17	67,8299	100,00%				

Çizelge 4.4’de girdi parametrelerinin deplasman değeri üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Çizelge 4.4 incelendiğinde deplasman değerine 27,25% ile hücre tipi en çok etki eden parametre olurken 0,64% ile minimum latis kalınlığının en az etki eden parametre olduğu saptanmıştır. Yüzde kütle azaltma ve Von-mises değerlerinde tespiti yapıldığı gibi hücre tipi ve birim hücre hacmi parametreleri deplasman değeri üzerinde diğer girdi parametrelerinden çok daha etkili olduğu saptanmıştır.

Çizelge 4.4 Her parametre kategorisinin deplasman üzerindeki yüzde dağılımı.

Kaynak	DF	Seq SS	Katkı Oranı	Adj SS	Adj MS	F-Değer	P-Değer
Hücre Tipi	5	0,000016	27,25%	0,000016	0,000003	0,71	0,638
Min. Latis Kalınlığı	2	0,000000	0,64%	0,000000	0,000000	0,04	0,960
Max. Latis Kalınlığı	2	0,000002	3,06%	0,000002	0,000001	0,20	0,825
Birim Hücre Hacmi	2	0,000013	22,95%	0,000001	0,000007	1,49	0,298
Error	6	0,000027	46,09%	0,000027	0,000004		
Toplam	17	0,000058	100,00%				

Elde edilen verilerde doğruluk saptaması için R-sq verileri incelenerek doğruluk yaklaşımı elde edilmiştir. Çizelge 4.5’de Von-Mises e etki eden parametrelerin doğruluk testi gösterilmiş ve 78,87% değeri elde edilmiştir. Bu değer çeşitli çalışmalarda yeterli değer olarak kabul edilmiştir (Caliskan 2014; Yalcin 2015).

Çizelge 4.5 Von-Mises verilerinin doğruluk testi.

S	R-sq	R-sq(adj)	Tahmin Hatası Toplamı	R-sq(pred)	AICc	BIC
219,882	78,87%	40,12%	2610791	0,00%	342,46	263,03

Yüzde kütle azaltma üzerindeki etkileri değerlendirilen analizin doğruluk testinde 96,13% doğruluk değeri elde edilmiş olup bu değer kabul edilebilen bir aralıktadır. Çizelge 4.6’da bu değer gösterilmiştir.

Çizelge 4.6 Yüzde kütle azaltma verilerinin doğruluk testi.

S	R-sq	R-sq(adj)	Tahmin Hatası Toplamı	R-sq(pred)	AICc	BIC
0,661609	96,13%	89,03%	23,6373	65,15%	133,44	54,01

Deplasman verilerinin doğruluk testi yapılmıştır fakat en az doğruluk oranı 53,91% ile bu veriye ait bulunmuştur. Fakat yüzde 50'den fazla doğruluk olduğu için kabul edilmiştir. Ana kriterlerden bir tanesi olmadığı için ek bir çalışma yapılmamıştır. Elde edilen sonuç Çizelge 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4.7 Deplasman verilerinin doğruluk testi.

S	R-sq	R-sq(adj)	Tahmin Hatası Toplamı	R- sq(pred)	AICc	BIC
0,0021044	53,91 %	0,00%	0,0021044	0,00%	-73,59	-153,01

Elde edilen sonuçlar daha önce yapılan çalışmalarla karşılaştırıldığında aşağıdaki veriler elde edilmiştir:

2018 yılında Berrocal ve arkadaşları dört farklı parçada kütle azaltma gerçekleştirirken elde ettikleri sonuçlardan 2 tanesi (57% ve 63%) yüksek lisans çalışması kapsamında elde edilen değerden (32%) yüksek, bir tanesi eşit ve diğer çalışmaları da (19%) ile daha düşük olduğu görülmüştür. Yaptıkları çalışma havacılık sektöründe kullanılan parçaları kapsamaktadır.

2019 yılında F. Cucinotta ve ekibi medikal alanda yaptıkları çalışmada 40.2% ve 33.7% kütle azaltma sağladıkları iki alternatif oluşturmuşlardır. Bu değerler yüksek lisans tezi kapsamında elde edilen değer ile kıyaslandığında nispeten eşit ve daha yüksek olduğu anlaşılmıştır.

2022 yılında S. Sharma ve K. Mehta'nın otomotiv sektöründe kullanılan bir parça üzerinde yaptıkları çalışmada 43.4% ile yüksek lisans tezi kapsamında yapılan çalışmadan daha yüksek bir kütle azaltma elde etmişlerdir.

Kıyaslamalar dikkate alındığında yüksek lisans tezi kapsamında yapılan çalışmada sadece yüzde kütle azaltma elde edilmeyip von-Mises gerilme değerinde düşürme sağlanmasından dolayı artı bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte von-Mises gerilme düşürülmesine rağmen yüzde kütle azaltmada iyi bir sonuç elde edilmiştir.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Yapılan yüksek lisans tezi kapsamında, endüstride imalatı yapılan bir braketin topoloji optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında nTopology programı kullanılmış olup en önemli faydalarından birisi, latis yapılarında sabit iç kalınlıklar yerine gerilme bölgelerine göre değişiklik yapmasıdır. Bundan dolayı girdi parametreleri için maksimum ve minimum iç latis kalınlığı seçilmiştir. Diğer girdi parametreleri ise latis tipi ve birim latis hücresi hacmi olarak belirlenmiştir. Yapılan analiz çıktıları ANOVA analiz yöntemi ile analiz edilerek parametrelerin etkileri de incelenmiştir. Yapılan çalışmalar neticesinde aşağıdaki bulgular elde edilmiştir:

Yapılan çalışmalar neticesinde diamond latis tipinde, 64 mm^3 birim hücre hacminde, 0,5 mm minimum ve 5 mm maksimum latis kalınlığında 32% den fazla kütle azaltma elde edilirken, von-Mises gerilme değerinin ise 362 MPa' dan 180 MPa düşürülerek 50% den fazla gerilme şiddetinde düşüş sağlanmıştır.

Yapılan 18 adet FEA ve ANOVA analizleri sonucunda gerilme değerlerine en çok etki eden parametreler birim hücre hacmi (31,62%) ve latis hücre tipi (25,38%) olurken minimum latis kalınlığı (3,63%) en az etki eden değer olmuştur.

Bununla birlikte yüzde kütle azaltma üzerinde en çok etki 81,63% ile hücre tipinde olurken birim hücre hacmi 9,37% ile ikinci etken olmuştur. En az etkileri ise 4,01% ve 1,12% ile minimum ve maksimum latis kalınlığı oluşturmuştur.

Deplasman değerlerine etkiyen parametreler ise 31,62% ve 25,38% ile birim hücre hacmi ve hücre tipi olmuştur. Bu veriler incelendiğinde ise optimizasyon çalışmasında ana etken, hücre tipi ve birim hücre hacmi olduğu saptanmıştır.

Yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen analiz sonuçlarının doğruluğunu sağlamak için deneysel çalışmalarının da yapılarak sonuçların teyit edilmesi tavsiye edilmektedir. Ayrıca analizleri başka bir program ile yineleyerek program kaynaklı hatalarında minimize edilmesi önerilmektedir. Daha sonra yapılacak çalışmalarda imalat süreleri ve maliyet hesapları da yapılarak çalışmalara derinlik katılması önerilmektedir.

6. KAYNAKLAR

- Alammar, A., Kois, J. C., Revilla-León, M., Att, W. 2022. "Additive Manufacturing Technologies: Current Status and Future Perspectives". *Journal of Prosthodontics*, 31(S1), 4-12.
- ASTM International, F2792 – 12a, 2012, Terminology for Additive Manufacturing Technologies, Pensilvanya
- ASTM International, F2792-12a, Standard Terminology For Additive Manufacturing Technologies, Pensilvanya
- Bendsøe, Martin P., Sigmund, O. 2004, Topology Optimization, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Bendsøe, Martin Philip, Kikuchi, N. 1988. "Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method". *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 71(2), 197-224.
- Berrocal, L., Fernández, R., González, S., Periñán, A., Tudela, S., Vilanova, J., ... Lasagni, F. 2019. "Topology optimization and additive manufacturing for aerospace components". *Progress in Additive Manufacturing*, 4(2), 83-95.
- Bikas, H., Stavropoulos, P., Chryssolouris, G. 2016. "Additive manufacturing methods and modeling approaches: A critical review". *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 83(1-4), 389-405.
- Cucinotta, F., Guglielmino, E., Longo, G., Risitano, G., Santonocito, D., Sfravara, F., 2019, Topology Optimization Additive Manufacturing-Oriented for a Biomedical Application, (ss. 184-193).
- Çalışkan, H, 2014, Effect of test parameters on the micro-abrasion behavior of PVD CrN coatings, *Measurement*, 55, 444-451.
- Dagkolu, A., Gokdag, I., Yilmaz, O., 2021, Design and additive manufacturing of a fatigue-critical aerospace part using topology optimization and L-PBF process, *Procedia Manufacturing*, 54, 238-243.
- Du, J., Olhoff, N., 2007, Minimization of sound radiation from vibrating bi-material structures using topology optimization, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 33(4-5), 305-321.
- Dutta, S., Kumar Reddy Narala, S., 2021, Optimizing turning parameters in the machining of AM alloy using Taguchi methodology, *Measurement*, 169, 108340.

- Fish, J., Belytschko, T., 2007, *A First Course in Finite Elements*, Wiley.
- Gebisa, A. W., Lemu, H. G. 2017, A case study on topology optimized design for additive manufacturing, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 276, 012026.
- Gibson, I., Rosen, D., Stucker, B. 2015, *Additive manufacturing technologies: 3D printing, rapid prototyping, and direct digital manufacturing*, second edition, *Additive Manufacturing Technologies: 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing*, Second Edition. Springer New York.
- Gokuldoss, P. K., Kolla, S., Eckert, J., 2017, Additive Manufacturing Processes: Selective Laser Melting, Electron Beam Melting and Binder Jetting—Selection Guidelines, *Materials*, 10(6), 672.
- G.R. Liu, S.S. Quek. 2014, *The Finite Element Method*, Elsevier.
- Gülcan, O., Günaydın, K., Tamer, A., 2021, The State of the Art of Material Jetting—A Critical Review, *Polymers*, 13(16), 2829.
- Javaid, Mohd., Haleem, A., 2018, Additive manufacturing applications in medical cases: A literature based review, *Alexandria Journal of Medicine*, 54(4), 411-422.
- Jiang, J., Fu, Y.-F., 2023, A short survey of sustainable material extrusion additive manufacturing, *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 21(1), 123-132.
- Katz-Demyanetz, A., Popov, V. V., Kovalevsky, A., Safranchik, D., Koptuyug, A., 2019, Powder-bed additive manufacturing for aerospace application: Techniques, metallic and metal/ceramic composite materials and trends, *Manufacturing Review*, 6, 5.
- Korkut H, 2023, Uçak Kanadı Tasarımı, Analizi ve Yapı Elemanlarının Topoloji Optimizasyonu, Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tazi, 68s, Bursa.
- Liu, J., Gaynor, A. T., Chen, S., Kang, Z., Suresh, K., Takezawa, A., ... To, Albert. C. 2018, Current and future trends in topology optimization for additive manufacturing". *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 57(6), 2457-2483.
- Mao, B., Tian, Y., Wang, C., Liu, D., Zhou, Y., Li, J. 2023, The application of optimization design in stomatology: A literature review, *Medicine in Novel Technology and Devices*, 19, 100252.
- Mei, L., Wang, Q. 2021, Structural Optimization in Civil Engineering: A Literature Review". *Buildings*, 11(2), 66.

- Mirzababaei, S., Pasebani, S. 2019. "A Review on Binder Jet Additive Manufacturing of 316L Stainless Steel". *Journal of Manufacturing and Materials Processing*, 3(3), 82.
- Munk, D. J., Vio, G. A., Steven, G. P. 2015. "Topology and shape optimization methods using evolutionary algorithms: a review". *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 52(3), 613-631.
- Najmon, J. C., Raeisi, S., Tovar, A. 2019. "Review of additive manufacturing technologies and applications in the aerospace industry". *İçinde Additive Manufacturing for the Aerospace Industry* (ss. 7-31). Elsevier.
- Rosinha, I. P., Gernaey, K. V., Woodley, J. M., Krühne, U. 2015. "Topology optimization for biocatalytic microreactor configurations" (ss. 1463-1468).
- Sami Güler, M., Şen, S., Üniversitesi, O., Fakültesi, D. B., Ulaştırma, G., Mühendisliği, İ., Ordu, F. /. 2015. Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Genel Bilgiler, Ordu Üniv. Bil. Tek. Derg (C. 5).
- Sharma, S., Mehta, K., 2022, Topology optimization and hybrid deposition technique for additive manufacturing of a brake caliper, *Materials Today: Proceedings*, 62, 7224-7230.
- Shi, G., Guan, C., Quan, D., Wu, D., Tang, L., Gao, T., 2020, An aerospace bracket designed by thermo-elastic topology optimization and manufactured by additive manufacturing, *Chinese Journal of Aeronautics*, 33(4), 1252-1259.
- Suwanpreecha, C., Manonukul, A. 2022, A Review on Material Extrusion Additive Manufacturing of Metal and How It Compares with Metal Injection Moulding, *Metals*, 12(3), 429.
- Svetlizky, D., Das, M., Zheng, B., Vyatskikh, A. L., Bose, S., Bandyopadhyay, A., ... Eliaz, N. ,2021, Directed energy deposition (DED) additive manufacturing: Physical characteristics, defects, challenges and applications, *Materials Today*, 49, 271-295.
- van Dijk, N. P., Yoon, G. H., van Keulen, F., Langelaar, M., 2010, A level-set based topology optimization using the element connectivity parameterization method, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 42(2), 269-282.
- Vasco, J. C. 2021. "Additive manufacturing for the automotive industry". *İçinde Additive Manufacturing* (ss. 505-530). Elsevier.
- Wang, S., Wang, M. Y. 2006. "Radial basis functions and level set method for structural topology optimization, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*,

65(12), 2060-2090.

Wohlers, T., Gornet, T. 2015. "History of Additive Manufacturing".

Wong, K. V., Hernandez, A., 2012, A Review of Additive Manufacturing, ISRN Mechanical Engineering, 2012, 1-10.

Woolf, Peter J. 2009, Chemical Process Dynamics and Controls, University of Michigan.

Xiao, A., Wang, B., Jin, Y., 2013, Evolutionary truss layout optimization using the vectorized structure approach, İçinde 2013 IEEE Congress on Evolutionary Computation (ss. 2879-2886), IEEE.

Yago, D., Cante, J., Lloberas-Valls, O., Oliver, J., 2022, Topology Optimization Methods for 3D Structural Problems: A Comparative Study, Archives of Computational Methods in Engineering, 29(3), 1525-1567.

Yalcin, B., Ergene, B. 2017, Endüstride Yeni Eğilim Olan 3-B Eklemeli İmalat Yöntemi ve Metalurjisi, Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 9, 65-88.

Yalçın, B, 2015, Surface Roughness And Cutting Forces In Turning Of Tool Steel With Mixed Ceramic And Cubic Boron Nitride Cutting Tools, Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 39(2), 323-336.

Yalçın, B., Yüksel, A., Aslantaş, K., Der, O., Ercetin, A. 2023, Optimization of Micro-Drilling of Laminated Aluminum Composite Panel (Al-PE) Using Taguchi Orthogonal Array Design, Materials, 16(13), 4528.

Yazman, Ş., Köklü, U., Urtekin, L., Morkavuk, S., Gemi, L. 2020, Experimental study on the effects of cold chamber die casting parameters on high-speed drilling machinability of casted AZ91 alloy, Journal of Manufacturing Processes, 57, 136-152.

Bardakçı Y., 2019, Bağlayıcı Püskürtmeli Metal Eklemeli İmalat Cihazı Tasarımı ve Prototip İmalatı, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 78s, Isparta.

İnternet Kaynakları

1- <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/additive-manufacturing-market>, 16.11.2023

2- <https://support.ntop.com/hc/en-us/articles/1500004967341-Methods-for-connecting-multiple-FE-meshes-in-an-FE-model>, 19.11.2023

3- <https://www.ntop.com/resources/videos/ntop-live-lightweight-design-of-a-b-pillar/>, 19.11.2023

