



ÖN SALINCAK KOLU YAPISAL OPTİMİZASYONU

Açelya ÇELİK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

2022



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÖN SALINCAK KOLU YAPISAL OPTİMİZASYONU

Açelya ÇELİK
0000-0003-2634-4111

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÖN SALINCAK KOLU YAPISAL OPTİMİZASYONU

Açelya ÇELİK

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

Ön salıncak kolu, yere paralel olacak şekilde; amortisör, komuta parmağı ve motor beşiğine bağlanarak, lastik ve jant birleşimini yanal olarak sabitlemek için kullanılır.

Otomotiv endüstrisinde, kaliteyi koruyarak araç maliyetini ve ağırlığını azaltmak temel hedefler arasında yer almaktadır. Bu amaçla, bu çalışmada, ön salıncak kolu üzerinde yapısal optimizasyon çalışmaları yapılarak, farklı teknik özelliklerde ön salıncak kolları tasarlanarak, nümerik analizleri gerçekleştirilecektir. Tezin amacı, topoloji optimizasyon metodunu kullanarak, ele alınan ön salıncak kolunun geometrisinde değişiklikler yaparak, malzeme miktarını minimuma düşürerek, parça dayanımını koruyacak şekilde, ağırlığı ve maliyeti azaltılmış yeni bir ön salıncak kolu modeli oluşturmaktır.

Günümüz analiz programları, optimizasyon yöntemlerini kullanmamıza izin vererek, fiziki testler öncesinde, farklı tasarımdaki parçaların, dayanımsal davranışları hakkında bize fikir verir ve bize optimizasyon fırsatları sağlar. Bu tezde, katı modelleme, sonlu elemanlar yöntemi, optimizasyon metotları kullanılacaktır. Katı modelleme için Catia, optimizasyon çalışmaları için Hypermesh kullanılacaktır. Amaç yer değiştirme, gerilme gibi kısıtları sağlayarak en uygun tasarımı bulabilmektir.

Anahtar Kelimeler: Hyperworks, Optimizasyon, Şekil Optimizasyonu, Topoloji Optimizasyonu, Salıncak Kolu, Yorulma Analizi.

2022, xiv + 64 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

STRUCTURAL OPTIMIZATION OF FRONT LOWER ARM

Açelya ÇELİK

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

Supervisor: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

Front trailing arm, parallel to the ground; it is used to fix the tire and wheel joint laterally by connecting to the shock absorber, to the front knuckle and to the subframe.

In the automotive industry, reducing the cost and weight of vehicles while maintaining quality is among the main goals. For this purpose, in this study, structural optimization studies will be carried out on the front trailing arm, and numerical analysis will be carried out by designing front trailing arms with different technical specifications. The aim of the thesis is to create a new lower arm model with reduced weight and cost by using the topology optimization method, making changes in the geometry of the lower arm, minimizing the amount of material, and maintaining the strength of the part.

Today's analysis programs allow us to use optimization methods, give us an idea about the strength behavior of parts of different designs before physical tests, and provide us optimization opportunities. In this thesis, solid modeling, finite element method, optimization methods will be used. Catia will be used for solid modeling and hypermesh for optimization studies. The aim is to find the most suitable design by providing constraints such as displacement, stress.

Key words: Hyperworks, Optimization, Shape Optimization, Topology Optimization, Trailing Arm, Fatigue Analysis.

2022, xiv + 64 pages.

ÖNSÖZ ve/veya TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitim sürem boyunca tüm teknik yönlendirmeleri için değerli danışman hocam Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ' a, yardımlarını esirgemeyen tüm hocalarıma ve destekleri için kıymetli aileme ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Açelya ÇELİK
16/06/2022



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
ÖNSÖZ ve/veya TEŞEKKÜR.....	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
2.1. Salıncak Kolu.....	2
2.1.1. Çelik salıncak tipi.....	2
2.1.2. Dökme demir salıncak tipi.....	2
2.1.3. Alüminyum döküm salıncak tipi.....	2
2.2. Salıncak Kolunun Önemi ve Çevre Parçalarla İlişkisi.....	3
2.3. Salıncak Kolu Optimizasyonu Literatür Araştırması.....	4
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	6
3.1. Sonlu Elemanlar Metodu.....	6
3.2. Optimizasyon.....	7
3.3. Yapısal Optimizasyon.....	8
3.3.1. Boyut optimizasyonu.....	9
3.3.2. Şekil optimizasyonu.....	9
3.3.3. Topoloji optimizasyonu.....	9
3.4. Optimizasyon Problemleri Çözüm Algoritmaları.....	10
3.4.1. Grafiksel yöntem.....	10
3.4.2. Türev esaslı algoritmalar.....	10
3.4.3. Global optimizasyon algoritmaları.....	11
3.5. Genetik Algoritma.....	11
3.6. Ana Parça Üzerinde Statik Analiz.....	15
3.6.1. Malzeme modeli.....	15
3.6.2. Ağırlık.....	15
3.6.3. Parçaya rijitlik tanımlanması.....	16
3.6.4. Sınır şartı atanması.....	17
3.6.5. Kuvvet ve moment atanması.....	18
3.6.6. Statik analiz için Optistruck'ın çalıştırılması.....	22
3.7. Ana Parça Üzerinde Topoloji Optimizasyonu.....	24
3.8. Ana Parça Osmooth Modeli.....	26
4. BULGULAR.....	28
4.1. Birinci Optimize Parçanın Tasarlanması.....	28
4.1.1. Birinci optimize parça ile yeniden statik analizin yapılması.....	29
4.1.2. Birinci optimize parça ile şekil analizi.....	32
4.1.3. Birinci optimize parça Hyper Study çalışmaları.....	34
4.2. İkinci Optimize Parçanın Tasarlanması.....	39
4.2.1. İkinci optimize parça ile yeniden statik analizin yapılması.....	39
4.2.2. İkinci optimize parça ile şekil analizi.....	42
4.2.3. İkinci optimize parça Hyper Study çalışmaları.....	45
4.3. Üçüncü Optimize Parçanın Tasarlanması.....	47
4.3.1. Üçüncü optimize parça ile yeniden statik analizin yapılması.....	48

4.3.2. Üçüncü optimize parça ile şekil analizi	53
4.3.3. Üçüncü optimize parça Hyper Study çalışmaları.....	55
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	60
KAYNAKLAR	62
ÖZGEÇMİŞ	64



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
t	Başlangıç popülasyonu
P_c	Çaprazlama oranı
E	Elastisite modulu
R	Hassasiyet parametresi
q	İkili dijit
n	Kromozom uzunluğu
Rho	Malzeme yoğunluğu
P_m	Mutasyon oranı
N	Nesil sayısı
x	Ondalıklı parametre
PR	Poisson oranı
PS	Popülasyon büyüklüğü
r	Şekil optimizasyonu yarıçap değişkeni
a,b	Şekil optimizasyonu değişkenleri
X_{min}	X'in alt değeri
X_{max}	X'in üst değeri

Kısaltmalar **Açıklama**

GA Genetik Algoritma

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Salıncak kolu görseli ve araçtaki konumu (“Alt Salıncak Kolu Nedir?”, 2020)	3
Şekil 2.2. Tezde ele alınan salıncak kolu	4
Şekil 3.1. Yapısal optimizasyon türleri (Hatipoğlu,2015, s. 7)	9
Şekil 3.2. Genetik algoritma akış şeması (Kaya, t.y, s.7)	13
Şekil 3.3. Ana parça için ağırlık hesaplaması	16
Şekil 3.4. Ana parçaya rijitlik tanımlanması	17
Şekil 3.5. Ana parçaya sınır şartı atanması	17
Şekil 3.6. Ana parçaya kuvvet ve moment atanması	18
Şekil 3.7. Parçaya 1500 N’luk kuvvet tanımlanması	19
Şekil 3.8. Parçaya 5 N’luk kuvvet atanması	19
Şekil 3.9. 3000 N’luk kuvvet atanması ve 10Nmm moment atanması	20
Şekil 3.10. Parçaya sınır şartı, kuvvet ve moment tanımlanması	20
Şekil 3.11. Parçaya sınır şartı, kuvvet ve moment tanımlanması(devam)	21
Şekil 3.12. Parçaya sınır şartı, kuvvet ve moment tanımlanması(devam)	21
Şekil 3.13. Birimler tablosu (Altair University Hyper Units, t.y.)	22
Şekil 3.14. Ana parça statik analiz gerilme sonuçları	23
Şekil 3.15. Ana parça statik analiz yer değiştirme sonuçları	23
Şekil 3.16. Topoloji alanı	24
Şekil 3.17. Topoloji optimizasyonu sonucu yoğunluk dağılımı	25
Şekil 3.18. Topoloji optimizasyonu sonucu yoğunluk dağılımı(devam)	25
Şekil 3.19. Parçanın Ossmooth modele göre boşaltılabilecek alanları	26
Şekil 3.20. Parçanın Ossmooth modele göre boşaltılabilecek alanları	26
Şekil 4.1. Birinci optimize tasarım	28
Şekil 4.2. Birinci optimize parçada statik analiz	29
Şekil 4.3. Birinci optimize parça statik analiz gerilme sonuçları	30
Şekil 4.4. Birinci optimize parça statik analiz yer değiştirme sonuçları	31
Şekil 4.5. Morph işlem adımları	32
Şekil 4.6. Delik yarıçaplarının genişletilmesi	32
Şekil 4.7. Delik yarıçaplarının genişletilmesi	33
Şekil 4.8. Delik yarıçaplarının genişletilmesi	33
Şekil 4.9. Birinci optimize parça şekil analizi sonucu	34
Şekil 4.10. Hyper Study alt ve üst limitlerinin belirlenmesi	34
Şekil 4.11. Birinci optimize parça ağırlık, gerilme, yer değiştirme değerleri	35
Şekil 4.12. Birinci optimize parça iterasyon sonuçları	35
Şekil 4.12. Birinci optimize parça iterasyon sonuçları (devam)	36
Şekil 4.13. İterasyon sonuçları sentezi	37
Şekil 4.14. Kısıt fonksiyonlarının tanımlanması	37
Şekil 4.15. Optimum parçanın bulunması ve sonuç	38
Şekil 4.16. Sonuçların sentezi	38
Şekil 4.17. İkinci optimize tasarım	39
Şekil 4.18. İkinci optimize parçada statik analiz	40
Şekil 4.19. İkinci optimize parçada statik analiz	40
Şekil 4.20. İkinci optimize parçada statik analiz(devam)	41
Şekil 4.21. İkinci optimize parça statik analiz gerilme sonuçları	41
Şekil 4.22. İkinci optimize parça statik analiz yer değiştirme sonuçları	42

Şekil 4.23. Kol delik yarıçapı için Morph adımları	42
Şekil 4.24. Döner grup bağlantısı delik yarıçapları Morph adımları	43
Şekil 4.25. Elips bölgesi Morph adımları.....	43
Şekil 4.26. Elips bölgesi Morph adımları(devam)	44
Şekil 4.27. Elips bölgesi Morph adımları(devam)	44
Şekil 4.28. Elips bölgesi Morph adımları(devam)	44
Şekil 4.29. Hyper Study alt ve üst limitlerinin belirlenmesi	45
Şekil 4.30. İkinci optimize parça ağırlık, gerilme, yer değiştirme değerleri.....	45
Şekil 4.31. Kısıt fonksiyonlarının tanımlanması.....	46
Şekil 4.32. Genetik algoritma ile çözüm.....	46
Şekil 4.33. Optimum parçanın bulunması ve sonuç.....	47
Şekil 4.34. Üçüncü optimize tasarım	48
Şekil 4.35. Parçaya mesh atılıp, rijitlik tanımlanması.....	48
Şekil 4.36. Parçaya mesh atılıp, rijitlik tanımlanması(devam)	49
Şekil 4.37. Tekerlek bağlantı noktası kuvvet ataması.....	49
Şekil 4.38. Amortisör bağlantı noktası kuvvet ataması.....	50
Şekil 4.39. Kasa bağlantı noktalarındaki kuvvet ataması	50
Şekil 4.40. Kasa bağlantı noktalarında moment ataması	51
Şekil 4.41. Sınır şartları uygulanmış, kuvvet ve moment tanımlanmış parça.....	51
Şekil 4.42. Üçüncü optimize parça statik analiz gerilme sonuçları	52
Şekil 4.43. Üçüncü optimize parça statik analiz yer değiştirme sonuçları.....	53
Şekil 4.44. Üçüncü optimize parça Morph işlem adımları.....	54
Şekil 4.45. Üçüncü optimize parça Morph işlem adımları.....	54
Şekil 4.46. Hyper Study alt ve üst limitlerinin belirlenmesi	55
Şekil 4.47. Üçüncü optimize parçanın ağırlık, gerilme ve yer değiştirme miktarları	55
Şekil 4.48. Stres kısıtı tanımlanması	56
Şekil 4.49. Genetik algoritma	56
Şekil 4.50. Strese göre optimum parçanın bulunması ve sonuç.....	57
Şekil 4.51. Yer değiştirme kısıtı tanımlanması	57
Şekil 4.52. Genetik algoritma	58
Şekil 4.53. Yer değiştirmeye göre optimum parçanın bulunması ve sonuç.....	58

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1. Ana parça ile birinci optimize parça ağırlık karşılaştırması	38
Çizelge 4.2. Ana parça ile ikinci optimize parça ağırlık karşılaştırması.....	47
Çizelge 4.3. Ana parça ile üçüncü optimize parça ağırlık karşılaştırması	59
Çizelge 5.1. Karşılaştırmalı sonuçlar	60



1. GİRİŞ

Otomotiv, günümüzün önemli ve önde giden sektörlerindedir. Bu nedenle kendini sürekli geliştirmeyi ve yenilikçi olmayı hedeflemektedir. Yenilikçi olmak, yeni teknolojiler ve bunlara bağlı yenilenen müşteri ihtiyaçlarını tespit edip, bu ihtiyaçları yenilenen norm ve standartlarla buluşturup, otomotiv endüstrisine katmakla başlar. Tüm bu süreçte otomotiv endüstrisinin en önemli beklentileri arasında aynı kaliteyi koruyarak, maliyeti düşürme, parçaları ucuzlatma ve hafifletme faaliyetleri yer almaktadır. Bu da ancak optimum bir tasarım ile mümkün olabilir. Kalitenin korunması ve parçanın kendinden beklenen gereksinimleri karşılması birincil öncelikler olarak kalmakla birlikte, maliyet düşürme çalışmalarının mutlaka bu önceliklere eşlik etmesi gerekmektedir. Kaynakları korumak yine benzer şekilde öncelikler arasındadır. Malzeme miktarının azaltılması bu kapsamda oldukça değerlidir. Öte yandan ağırlığı azaltılmış parçalar, yakıt tüketimini azaltmak, normlara uyarak çevremizi korumak kapsamında da etkin bir katkıya sahiptir. Bu kapsamda optimizasyon programları da artarak gelişmekte, teorik beklentileri maksimum mertebe gerçek ve somut çıktılarla karşılaştırmak için yol almaktadır. Günümüz programları, yapılan optimizasyon çalışmaları neticesinde parçanın davranışları ile ilgili bize verileri sunarken, prototip parça üretimleri ve test maliyetlerini düşürmemize de fayda sağlamaktadır. Prototip parça adetlerinin ve test sayılarının azaltılması, planlama ve süreçlere direkt katkı sağlamaktadır. Bu da öngörülerin daha kuvvetli olması, iş gücü kazanımı ve sürelerin azaltılması açısından pozitif geri dönüş vermektedir. Bu kapsamda, bu çalışma içerisinde aracın önemli parçalarından olan salıncak kolu hakkında bilgiler paylaşılacak ve parça üzerinde farklı tasarımlar yapılarak optimizasyon çalışmaları yapılarak, parçanın hafifletilmesi amaçlanacaktır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Salıncak Kolu

Ön salıncak kolu, aracın şasisini etkileyen en önemli parçalarından biridir. Komuta parmağı, motor beşiği ve amortisörden bağlanarak, üç farklı noktadan araca montajı sağlanmış olur. Bu kritik mevcudiyetinden dolayı yıllar içerisindeki gelişimi ile önemini korur. Özet ifade ile, araç ve ön tekerlek sistemini birbirine bağlayan ara parçadır. Salıncak kolları, malzemelerine göre tiplere ayrılır. Bu malzemeler, çelik salıncak tipi, dökme demir salıncak tipi ve alüminyum döküm salıncak tipi olarak 3 kategoridedir (“Salıncak Nedir ve Nasıl çalışır?”, 2021).

2.1.1. Çelik salıncak tipi

Çelik salıncaklar, otomotiv endüstrisinde en geniş kapsamlı olarak kullanılan salıncak tipleridir. Yüksek üretim adetleri, üretim süresi ve maliyeti değerlendirildiğinde ihtiyaçlara etkin cevap veren bir versiyondur. Araç üzerindeki konumu sebebi ile, dış darbeler ve sıvıya dayanımı oldukça önemlidir, bu kapsamda korozyon önleyici kaplamalara ihtiyaç duyulabilir (“Salıncak Nedir ve Nasıl çalışır?”, 2021).

2.1.2. Dökme demir salıncak tipi

Dökme demir salıncaklar genellikle yüksek hacimli ve arazi tipi araçlarda tercih edilir. Engebeli ve zorlu yollarda dayanım kabiliyetleri yüksektir (“Salıncak Nedir ve Nasıl çalışır?”, 2021).

2.1.3. Alüminyum döküm salıncak tipi

Günümüz şartlarında parça ve buna bağlı araç hafifletme çalışmaları kapsamında, araç üzerindeki parçalarda alüminyumun kullanım artışı da gözle görülmektedir. Alüminyum

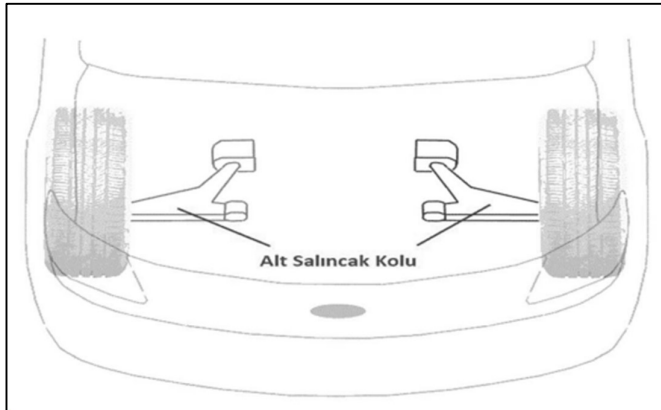
döküm salıncak tiplerinin tercih sebeplerinin de temelinde hafifletme amacı yatar ve buna paslanmazlık beklentileri de eşlik eder (“Salıncak Nedir ve Nasıl çalışır?”, 2021).

2.2. Salıncak Kolunun Önemi ve Çevre Parçalarla İlişkisi

Kısmi binek araçlar ve yüksek hacimli araçlarda iki alt, iki üst olacak şekilde, toplamda dört adet salıncak kolu mevcuttur. Bazı binek araçlarda ise, bir sağ ve bir sol olmak üzere toplamda iki salıncak kolu bulunur. Genellikle bağlantı noktalarında kauçuk burçlar kullanılır ve bunlar kasis geçişleri sırasında sönümlemeyi sağlar. Gövde bağlantıları ön çarpışma ya da kaldırım darbelerine karşı önemli bir görev görmektedir.

Komuta parmağı vasıtası ile tekerlere olan bağlantı, ön tekerlerin güvenliği için oldukça önemlidir. Bu bölgede bulunan rotillerin tozdan korunma özelliği ve aşınmaya karşı dayanımı yine önemli noktalar arasındadır. Bu sebeplerle alt salıncak kolu aracın önemli parçaları arasındadır. Bu bölgedeki deformasyonlar kendini ses problemi ile belli edebilir (“Alt Salıncak Kolu Nedir?”, 2020).

Salıncak kolunun görseli ve araç üzerindeki konumu Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Salıncak kolu görseli ve araçtaki konumu (“Alt Salıncak Kolu Nedir?”, 2020)

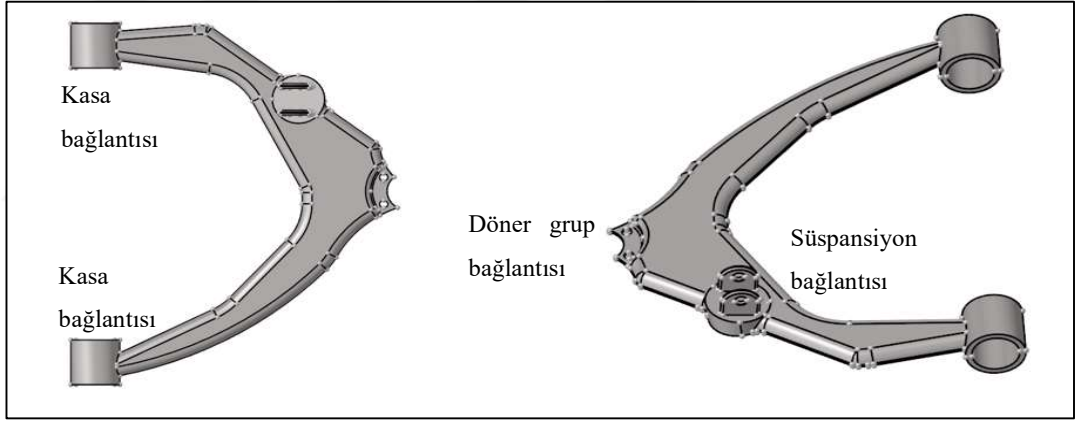
Salıncak kolunun doğru pozisyonda olması, lastik aşınmasından, boşlukların ve yani seslerin oluşmasının engellenmesine ve darbelere karşı korunmaya kadar geniş bir

yelpazede etkindir. Doğru tasarlanmamış olması ya da aşınmış olması durumunda; direksiyonda titreşim veya sertlik, lastiklerde gıcırdama veya dengesiz aşınma, süspansiyonda sertlik ya da frenlemede sağa sola çekme gibi problemlere sebebiyet verebilir (“Salıncak Değişimi”, 2021).

Salıncak kolu yere paralel olarak konumlanmaktadır ve açısı yol tipine göre şekil almaktadır (“Trailing-arm suspension”, 2021).

Çalışmada ele alınan alt salıncak kolu, iki noktadan gövdeye bağlanmaktadır, bir noktadan komuta parmağı vasıtası ile araç tekerlerine ve bir noktadan da süspansiyon grubuna bağlanmaktadır.

Bu çalışma içerisinde, çelik bir ön salıncak kolu ele alınmıştır ve Şekil 2.2 ile gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Tezde ele alınan salıncak kolu

2.3. Salıncak Kolu Optimizasyonu Literatür Araştırması

Salıncak kolu üzerinde çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalar literatürde yayınlanmıştır. ‘Taşıt elemanlarının optimum topoloji yaklaşımı ile tasarımı’ konulu makalede salıncak kolu üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmıştır (Yıldız, Kaya ve Ferruh, 2003). Çalışmada öncelikle parçanın sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş, uygulanacak kuvvetler belirlenip uygulanmıştır. Analizler için Ansys programı kullanılmış olup topoloji ve şekil optimizasyonu adımları kullanılmıştır. Çalışma sonucunda parça

üzerinde boşaltmalar yapılarak hacim %14 oranında azaltılmıştır ve bu ortaya çıkan sonuçlar, optimizasyon yaklaşımının kullanımının faydalarını ortaya koymaktadır. Aynı makale içerisinde motor bağlantı elemanının topoloji optimizasyonu çalışması da gerçekleştirilmiştir. Doğal frekansın artırılması ve hacmin düşürülmesi amaçlanan bu çalışmada, belirlenen kuvvetin uygulanması sonucu yapılan topoloji çalışması neticesinde, boşaltılabilecek alanlar ortaya koyulmuştur ve gerekli boşaltmalar sonrası parçada %21,46 oranında kütle azalımı sağlanabilmiştir. Malzeme dağılımının temel alındığı bu yaklaşımlarla, optimum yapısal modellerin elde edilebildiği görülmüştür.

‘Desing and Development of car suspension lower arm’ konulu makalede, yumuşak çelik bir alt salıncak kolu için, Ansys yardımı ile FEM analizi yapılmıştır (Jubri,2015). Parça Catia’da tasarlanıp, Ansys’te mesh’lendikten sonra sınır şartları, kuvvet ve torklar tanımlanmıştır. Stres analizinde gerilmenin, parçanın akma noktasından daha az olması amaçlanmıştır ve bu başarılmıştır. Yer değiştirmenin de sınırlar içerisinde kalması başarılmıştır.

‘Analysis and optimization of lower control arm in front suspension system’ konulu makalede yine alt kumanda kolunda yapısal analiz çalışması yapılmıştır (Kumar S.A., Balaji, Balachandar ve Kumar D.P., 2016). Bu çalışmada, Abaqus programında, yüksek karbonlu çelik kullanılmıştır. Uygun malzeme önerisi ve sac kalınlığı azaltılarak, optimizasyon yapmak amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda yapılmış optimizasyon çalışmaları sonrası, malzeme değişikliği ve et kalınlığı azaltma opsiyonlarının yapılabileceği ortaya konularak, parçada hafifleme imkânı sağlanmıştır.

‘Taşıt Elemanlarının Yapısal Optimizasyon Teknikleri ile Optimum Tasarımı’ konulu makalede de araç salıncak kolu üzerinde yapısal analizler gerçekleştirilmiştir (Yıldız,2017). Bu çalışmada interior arama algoritması ve genetik algoritmalar optimizasyon yöntemleriyle optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Genetik algoritmalar yöntemi ile %20 hafiflik sağlanırken, interior arama algoritması ile bulunan optimize parçanın ağırlığının %28 daha az olduğu tespit edilmiştir ve özetle interior arama algoritmasının daha iyi sonuçlar verdiği bahsedilmiştir. Bulunan optimum tasarımın gerilme değerinin, verilen gerilme kısıtının da altında kalması, bu optimizasyon yöntemlerinin etkinliğini göstermiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Çalışmada, katı modelleme için Catia programı tercih edilmiştir. Yapısal analiz için ise Hypermesh programı kullanılmıştır. Yapılmış optimizasyon çalışmaları ile parça boşaltarak hafifletme amaçlanmıştır. Optimum sonuç için kullanılacak yöntem önem kazanmaktadır, bu kapsamda çalışma içerisinde önce optimizasyon ve yapısal analiz yöntemleri ele alınacak olup, salıncak kolu parçasında statik analiz, topoloji ve şekil optimizasyonları yapılacaktır.

3.1. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu Elemanlar Analizi, inşaat, mekanik ve makine mühendisliğinde oldukça sık kullanılan bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yöntemi mühendislikte sınır değer problemlerinin yaklaşık çözümlerini elde etmek için kullanılan bir hesaplama tekniğidir. Bir sınır değer problemi, bağımlı değişkenlerin, tanımlı sınır şartları içerisinde, tüm alanda bir diferansiyel denklemi karşılaması gereken matematik problemidir (Hutton, 2004, s. 1).

Sonlu elemanlar yönteminin avantajları;

1. Zorlu geometrilerle çalışabilmeye olanak sağlar.
2. Karmaşık malzeme özelliklerinde de çalışma imkânı sunar.
3. Sınır şartları belirlenip, temel denklemler oluşturulduktan sonra, basitçe denklem sistemine dahil edilebilir.
4. Aynı model çok sayıda problemde kullanılabilir.
5. Fiziksel ve matematiksel verileri temelinde barındırır (Yıldız,2018).

Sonlu elemanlar yönteminin dezavantajları;

1. Sonucun doğruluğu, verilerin doğruluğu ile ilintilidir.
2. Bilgisayar programı kullanımı gerektirir.
3. Alt parçalara bölme işlemi hassasiyet gerektirir.
4. Sonucun teste ihtiyacı vardır (Yıldız,2018).

Sonlu elemanlar yönteminde eleman boyutunu doğru belirlemek oldukça önemlidir. Geçmiş çalışmalardaki başarılı benzer örnekler referans alınabileceği gibi analiz tipine göre eleman sayısı ve düğüm noktası belirlemek de gerekebilir. Bunun için öncelikle geometrinin doğru anlaşılması hassas bir noktadır (Yıldız,2018).

Sonlu elemanlar yöntemi adımları;

1. Malzeme tanımlamaları yapılır
2. Özellik tanımlamaları yapılır
3. Alt bileşenler oluşturulur
4. Düğüm noktaları belirlenir
5. Elemanlar belirlenir
6. Sınır Şartı ve kuvvet tanımlanır
7. Yük adımları oluşturulur
8. Analiz çalıştırılır
9. Sonuçlar incelenir
10. Matematiksel çözüm ile sonlu elemanlar yöntemi sonuçları karşılaştırılır (Yıldız,2018).

3.2. Optimizasyon

En iyileme olarak tabir edilen optimizasyon yöntemi, verilen sınır şartlarına bağlı kalarak, en iyi çözümü bulmayı amaçlar. Bu amacın temelinde maksimizasyon ya da minimizasyon yer alır. Çok fazla kısıt olması durumunda, alternatifler arasından optimalini seçmeyi hedef alır.

Optimizasyon problemi tanımlaması yapılırken, yapılması gereken dört tarif bulunmaktadır. Bu tarifler aşağıda sıralanmaktadır.

1. Dizayn parametreleri tarifi

Malzeme, kalınlık, parça boyutları gibi tanımlar bu kategoride ele alınmaktadır.

2. Amaç fonksiyonu tarifi

Kütle, maliyet, ömür gibi tanımlar bu kategoride ele alınmaktadır.

3. Kısıtların tarifi

Gerilme, yer değiştirme, doğal frekans gibi kısıtlar bu kategoride ele alınmaktadır.

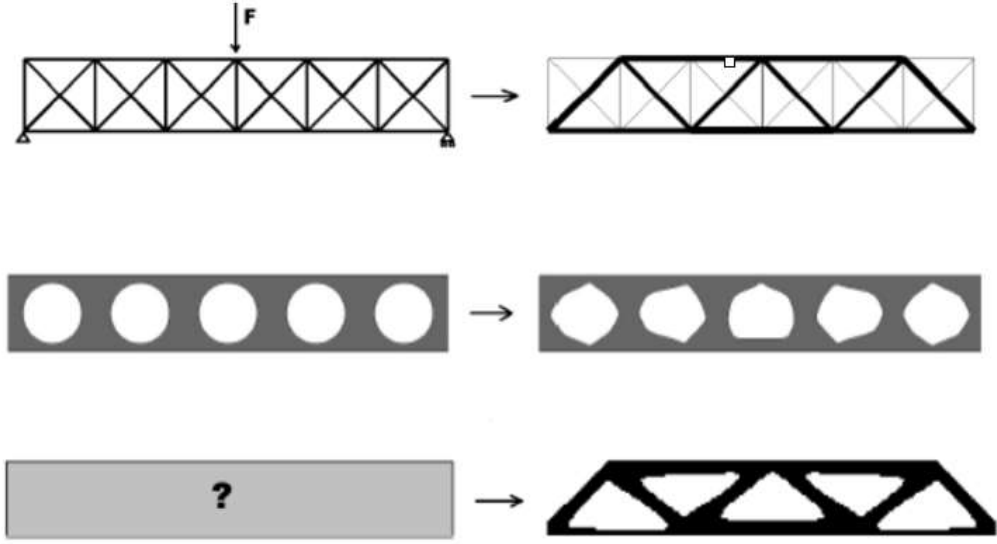
4. Optimizasyon algoritması seçimi kısıtları

İşlem süresi, eleman sayısı, kısıt sayısı gibi kısıtlar bu kategoride değerlendirilir (Kaya,t.y.).

3.3. Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyon, verilen kısıtlar ve alana bağlı kalarak, en uygun malzeme dağılımını bulmayı hedefler (Hatipoğlu,2015). Bunun için parça önce çok küçük hücrelere ayrılır ve kuvveti arttırırken, stresin azaltılmasına çalışılır. Yer değiştirme ve gerilme, önemli iki çıktısıdır. Parçaya etki eden yükler, parçanın kesit yüzeyi boyunca etki eder ve birim alana düşen iç kuvvet, gerilme adını alır. Başka bir ifade ile malzemenin iç yapısındaki kuvvet yoğunluklarıdır (Yıldız,2018). Buna bağlı olarak da yer değiştirme görülebilir.

Yapısal optimizasyon üç ana başlıkta incelenir ve bu yöntemler tasarım çalışmalarında sıklıkla kullanılmaktadır. Bu yöntemler, Şekil 3.1'de gösterim sırası ile; boyut optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonudur.



Şekil 3.1. Yapısal optimizasyon türleri (Hatipoğlu,2015, s. 7)

3.3.1. Boyut optimizasyonu

Boyut optimizasyonunda amaç, alt bileşenlerin boyutlarını ayarlayarak, yapıyı optimize etmektir. (Hatipoğlu,2015, s. 7)

3.3.2. Şekil optimizasyonu

Şekil optimizasyonunda, pahlar, yarıçaplar değiştirilebilir. (Hatipoğlu,2015, s. 7)

3.3.3. Topoloji optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu, tasarım alanına kısıtların girilerek ve ilgili yükleri vererek en iyi ve yani optimum yapıyı seçmeye çalışır. (Hatipoğlu,2015, s. 7)

Bunun için sonlu elemanlar yöntemini kullanır. Bu çalışmada, çözümleyici OptiStruct'tır. Problem formülasyonu ise HyperMesh tarafından yapılır. Böylece yakınsama yöntemi ile optimizasyon problemi çözülmeye çalışılır.

Topoloji optimizasyonu parçanın dış şekline etki göstermez, bunu sabit tutmayı hedefler ve aynı zamanda parçanın dayanımını da koruyacak şekilde, malzeme azaltmayı amaçlar (Yıldız,2017).

Topoloji optimizasyonu çalışmalarında rijitliği maksimum yapan en iyi malzeme dağılımının bulunması hedeflenir. Topoloji felsefesi, iki temel yonteme dayanır. Bunlar homojenleştirme ve malzeme dağılımı metotlarıdır. Homojenleştirme yöntemi, oluşumu kompozit ve mikrokimyasal yapı olarak değerlendirir ve homojenleştirir. Topolojiyi belirleyen, katı mikro yapı, gözenek ve boşluk oluşumlarında, homojenleştirme teorisine göre mikro yapılar katı ve boşluk arasında yer değiştirebilir ve bu kapsamda o yapısal alan içinde optimal malzeme dağılımı bulunmuş olur. Malzeme dağılımı veya yoğunluk metodunda ise, her bir elemanın Young modülüne göre ilave çalışmalar yapılmakta olan homojenleştirme metoduna kıyasla, her bir sonlu elemanın yoğunluğu tasarım değişkeni olarak kabul edilir. Homojenleştirme metoduna göre daha az karmaşıktır (Yıldız ve diğerleri, 2003).

3.4. Optimizasyon Problemleri Çözüm Algoritmaları

Optimizasyon problemlerinin çözümü için uygun algoritmanın seçilmesi önemlidir ve bu algoritmalar; grafiksel yöntem, türev esaslı yöntem ve global optimizasyon algoritmaları olarak üç grupta sayılabilirler (Kaya,t.y.).

3.4.1. Grafiksel yöntem

İki değişkenli fonksiyonların optimizasyonu için kullanılabilir. Bu yöntemde kısıtlar grafik ile gösterilir, uygun yönler belirlenir, amaçlar çizilir ve optimum değer okunur (Kaya,t.y.).

3.4.2. Türev esaslı algoritmalar

Kısıt içeren ve kısıt içermeyen algoritmalar için kullanılabilir. Kısıt içeren optimizasyon problemlerine Lagrange çarpanlar teoremi örnek verilebilirken, kısıt içermeyen çarpanlar teoremine ise grid arama tekniği, rastgele arama tekniği, iterasyon ile arama tekniği, dik iniş yöntemi gibi metotlar örnek verilebilir (Kaya,t.y.).

3.4.3. Global optimizasyon algoritmaları

Global optimizasyon algoritmaları sezgisel algoritmalar olarak da adlandırılırlar. Çalışma içerisinde ele alınan genetik algoritmalar da bu sınıfta yer almaktadır (Kaya,t.y.).

3.5. Genetik Algoritma

Genetik algoritmalar (GA), doğadan ilham alınarak geliştirilen, stokastik arama optimizasyonuna ait metotlardan biridir ve gelişigüzel sayı meydana getirme mantığı ile çalışır. Bu da farklı değerlendirmelerde, farklı sonuçlar verebilir. Çalıştırılması, uyarlanması zor olmayan bir algoritmadır (Arora,2004, s. 643,644).

Genetik algoritmalar Darwin teorisine dayanır, mikrobiyolojiyi tercih eder. Global çözümün bulunduğunu garanti etmez.

Algoritmaya ait terimler; popülasyon, nesil, kromozom ve gen olarak tanımlanmaktadır.

Popülasyon: Geçerli yinelemedeki tasarım noktaları kümesine denir.

Nesil: Genetik algoritmanın yenilenmesine denir.

Kromozom: Dizayn noktasını tanımlamak için kullanılır.

Gen: Tasarım değişkeninin değerini temsil eder (Arora,2004, s. 644,645).

Genetik algoritmanın amacı popülasyon oluşturmaktır. İstenen iterasyona ulaşana ve durdurma şartı sağlanana kadar devam eder.

Seçim, çaprazlama ve mutasyon olacak şekilde üç genetik operatör kullanır.

Seçim: Seçim sürecidir.

Çaprazlama: Seçilen üyelerin tasarımsal karakteristiklerinin kendi aralarında değiş tokuş edilmesidir. Çiftleşme olarak da bilinir.

Mutasyon: Popülasyonun birkaç üyesinin seçimini ifade eder.

Bu adımlar, daha uygun bir sonuç bulunamayana kadar, popülasyonun en iyilemesi için tekrarlanır (Arora,2004, s. 646,647).

Özetle genetik algoritma, biyolojik genetikten ilham alarak ve genetik mekanizmaları analiz ederek geliştirilmiş, global bir optimizasyon yöntemidir. GA, 1975 yılında profesör J,Holland tarafından önerilmiş, simülasyon teorisine dayalı bir hesaplama yöntemidir (Huawang,2016).

Amaç fonksiyonu devamlı değilse, birçok lokal optimum noktası varsa ve parametre sayısı fazla ise genetik algoritma yöntemi tercih edilebilir (Kaya,t.y.).

Genetik algoritma işlem adımları aşağıda paylaşılmıştır.

1.Başla: n kromozomlu nüfusun gelişigüzel üretilmesi

2.Uygunluk fonksiyonu: Yığılmadaki her kromozom için uyum bağıntısı hesaplama

3.Yeni popülasyon: Seçim, çaprazlama, mutasyon adımlarının popülasyon meydana çıkıncaya kadar yinelenmesi

Seçim: Yüksek uyum kıstaslarına sahip, iki kromozomun gelişigüzel seçilmesi

Çaprazlama: İki kromozom arasında çaprazlama yapılarak iki yeni kromozom oluşturulması

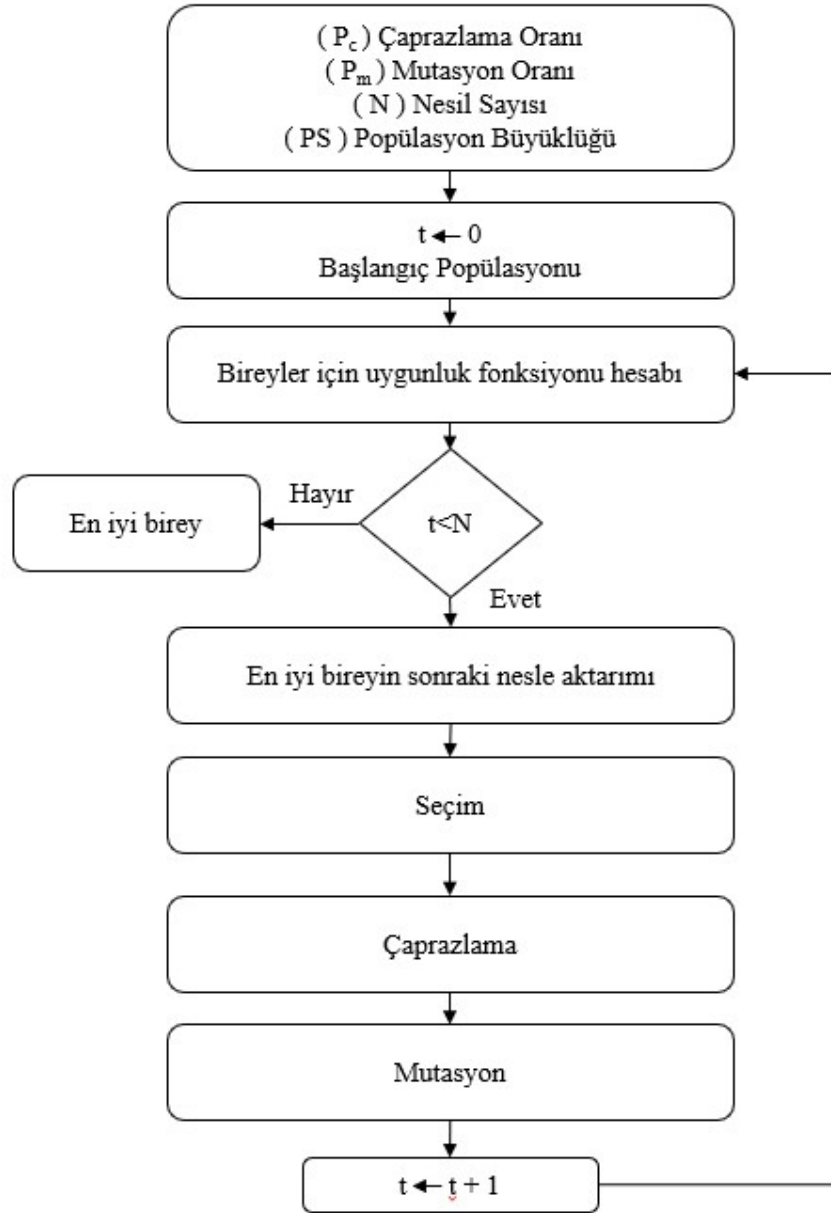
Mutasyon: Belirlenen kromozoma mutasyon uygulanması

4.Yer değiştirme: Gelecek adım için eski soy ile yeni soyun yer değiştirmesi

5.Test: Soy sayısına gelindi ise dur, gelinmedi ise devam et.

6.Dön: İkinci adıma geç (Kaya, t.y., s.6).

Genetik algoritma adım şeması Şekil 3.2 ile verilmiştir.



Şekil 3.2. Genetik algoritma akış şeması (Kaya, t.y, s.7)

Genetik algoritma için genetik operatörler aşağıda paylaşılmıştır.

Kromozom uzunluğu:

$$c = (x_{\max} - x_{\min}) * r ,$$
$$2^n < c < 2^{n+1} ,$$

(3.1)

İkili kodun ondalıklı sayıya çevrilmesi:

$$x = x_{\min} + \frac{x_{\max} - x_{\min}}{2^n - 1} \sum_{j=1}^n q_j 2^{j-1}$$

(3.2)

x: ondalıklı parametre

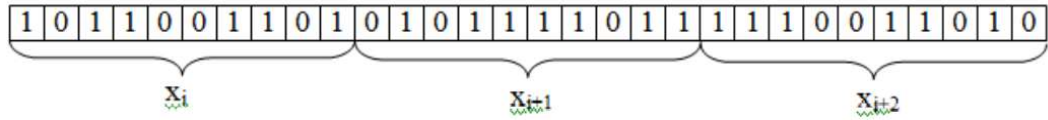
x_{\max} : x'in üst değeri

x_{\min} : x'in alt değeri

r: hassasiyet parametresi (1,100,1000,..)

n: kromozom uzunluğu

q: ikili dijit {0,1}



(Kaya, t.y., s.8).

3.6. Ana Parça Üzerinde Statik Analiz

Tasarım yaparken önem verilmesi gereken noktalar bulunmaktadır. Bu noktalar şu şekilde sıralanmaktadır.

Parçanın kuvvetlere dayanımı devam etmelidir.

Tasarım maliyeti düşük olmalıdır.

Görsel açıdan da ele alınmalıdır.

Güvenli tasarım yapılmalıdır (Yıldız,2018).

Bu şartlar da dikkate alınarak, çalışmada ele alınacak adımlar aşağıdaki şekilde olacaktır. Önce ana parça tasarımı üzerinde statik analiz gerçekleştirilecek, topoloji optimizasyonu yapılacaktır ve parçanın Osmooth modeli oluşturulacaktır. Çıkan verilere göre, farklı ağırlıklarda üç farklı yeni salıncak kolu tasarlanacaktır ve bu parçalar üzerinde statik analiz ve şekil optimizasyonu çalışmaları yapılacaktır.

3.6.1. Malzeme modeli

Çalışmada ele alınan alt salıncak konunun malzemesi çelik olarak seçilmiştir. Çelik için dikkate alınmış değer ve birimler aşağıda verilmiştir.

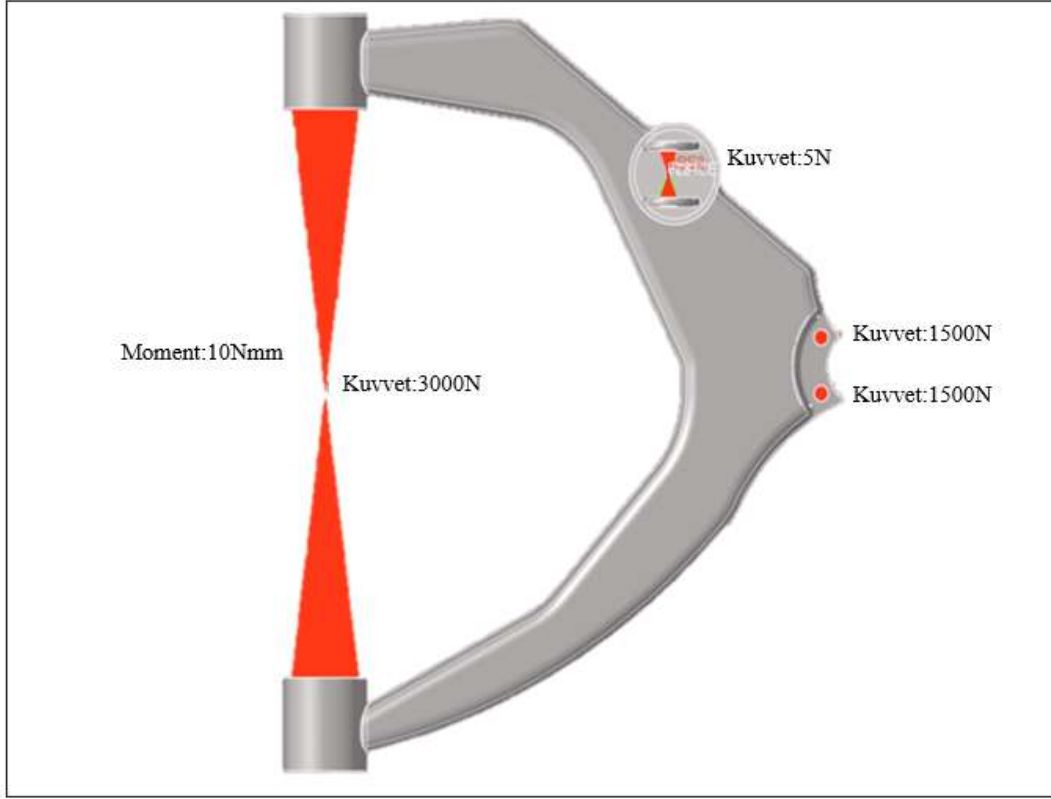
Malzemenin Yoğunluğu (Rho), $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$

Elastisite Modülü, $E=210 \text{ GPa}$

Poisson Oranı, $PR=0,3$ olarak girilmiştir.

3.6.2. Ağırlık

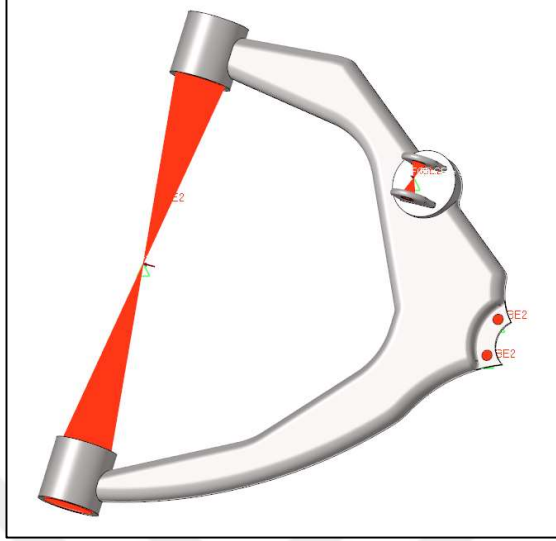
Ana parçanın ağırlığı HyperMesh üzerinden Tool, Mass Calculation sekmesinden ölçülmüştür ve 1,579 kg olarak hesaplanmıştır (Şekil 3.3). Çalışmanın sonunda gelen değerler, bu ilk ağırlık değeri ile kıyaslanacaktır ve yapılmış olan hafifletme oranı yüzdesel olarak tespit edilecektir.



Şekil 3.3. Ana parça için ağırlık hesaplaması

3.6.3. Parçaya rijitlik tanımlanması

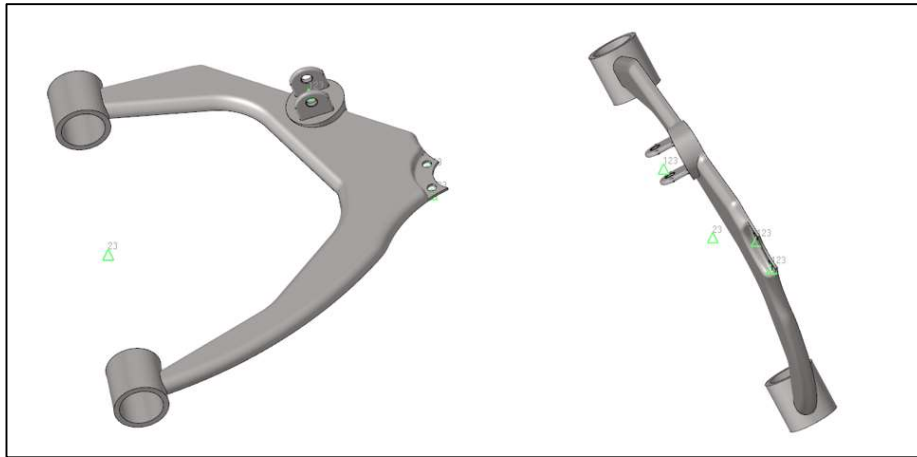
Kısıtlar tanımlanıp, kuvvet ve moment atanırken kolaylık sağlaması adına, öncelikle parçaya rijitlik verilmiştir. Rijitlik tüm bağlantı noktalarına tanımlanmıştır. Kırmızı ile gösterilen bölgeler bu tanımlamaları ifade etmektedir (Şekil 3.4).



Şekil 3.4. Ana parçaya rijitlik tanımlanması

3.6.4. Sınır şartı atanması

Tekerlek bağlantı bölgesi ve amorsitör bağlantı bölgeleri üç ekseninde de sınırlandırılmıştır, kasa bağlantı noktaları ise Y ve Z eksenlerinde sınırlandırılarak , X ekseninde serbest bırakılmıştır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Ana parçaya sınır şartı atanması

3.6.5. Kuvvet ve moment atanması

Altair University Hypermesh Tutorial (t.y.)'den faydalanarak belirlenen ve parçaya uygulanan kuvvet ve moment değerleri aşağıda belirtilmiştir.

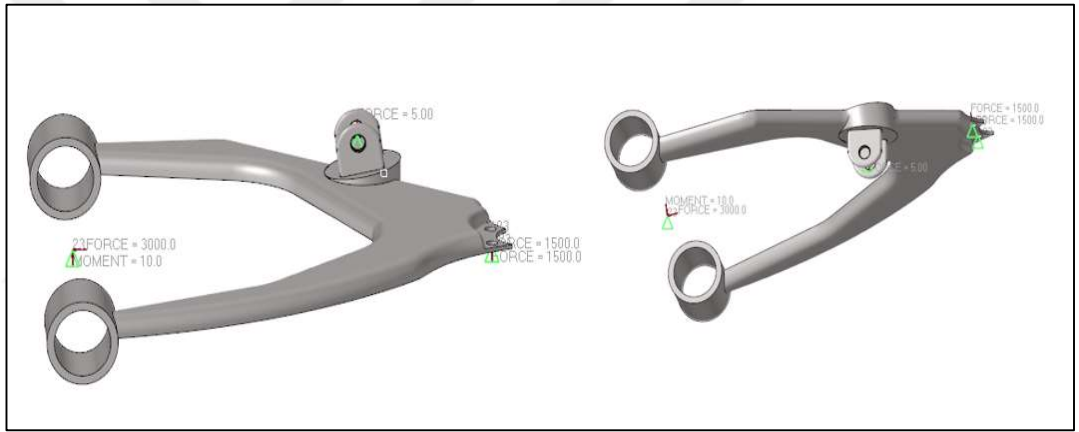
Tekerlik bağlantı noktalarındaki iki delikten Y yönünde 1500N,

Amortisör bağlantı noktalarındaki iki delikten -Y yönünde 5N,

Kasa bağlantı noktalarındaki iki delikten X yönünde 3000N kuvvet tanımlanmıştır.

Kasa bağlantı noktalarındaki iki delikten Y yönünde 10Nmm moment tanımlanmıştır.

Bu tanımlamalar Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



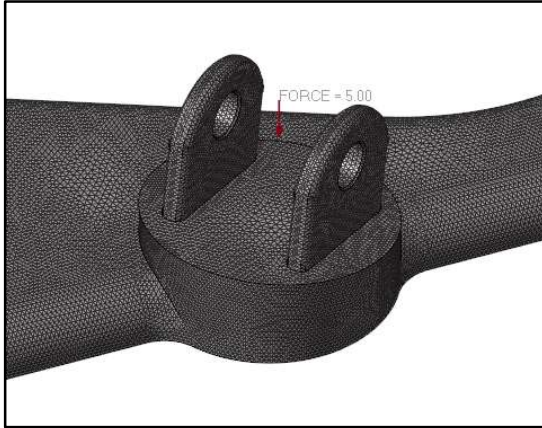
Şekil 3.6. Ana parçaya kuvvet ve moment atanması

Tekerlik bağlantı noktalarındaki iki delikten Y yönünde 1500 N'luk kuvvet tanımlanması Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



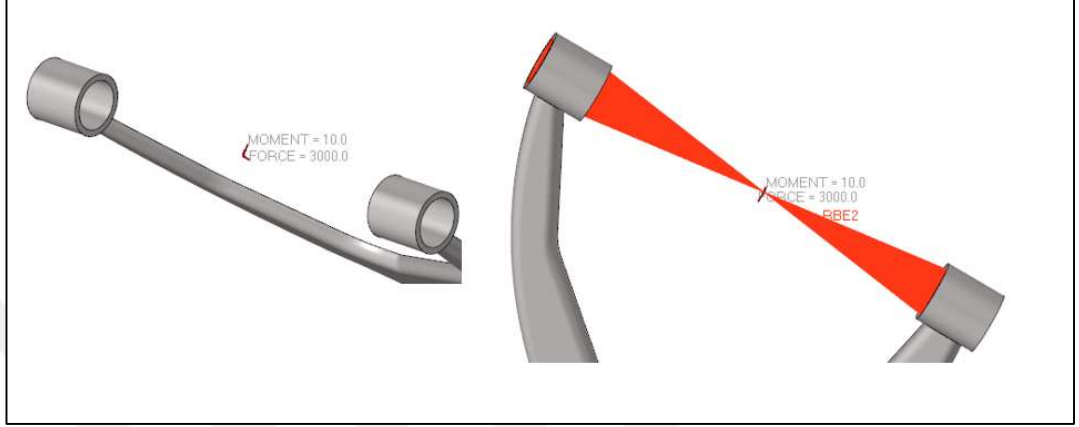
Şekil 3.7. Parçaya 1500 N'luk kuvvet tanımlanması

Amortisör bağlantı noktalarındaki iki delikten -Y yönünde 5N'luk kuvvet tanımlanması Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



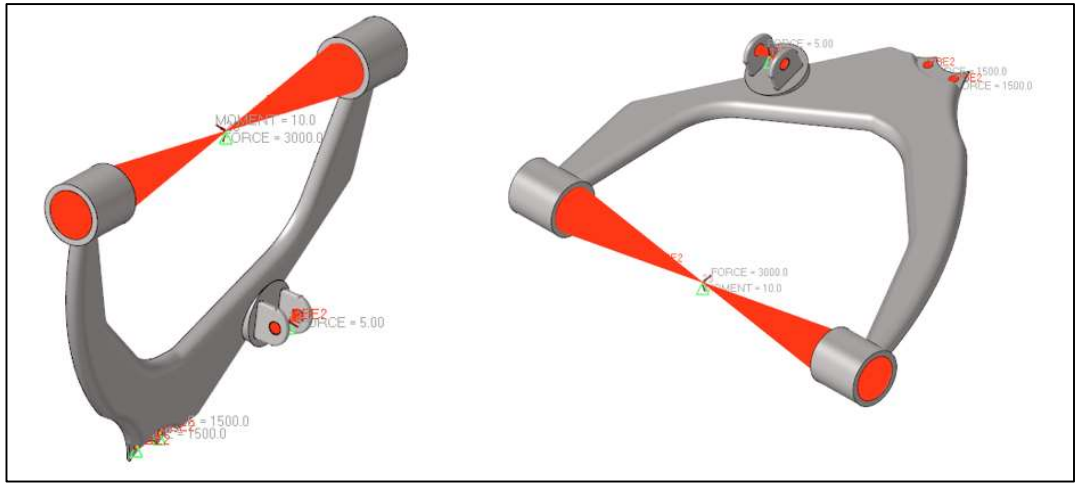
Şekil 3.8. Parçaya 5 N'luk kuvvet atanması

Kasa bağlantı noktalarındaki iki delikten X yönünde 3000N'luk kuvvet ve kasa bağlantı noktalarındaki iki delikten Y yönünde 10Nmm moment tanımlanması Şekil 3.9'da gösterilmiştir.

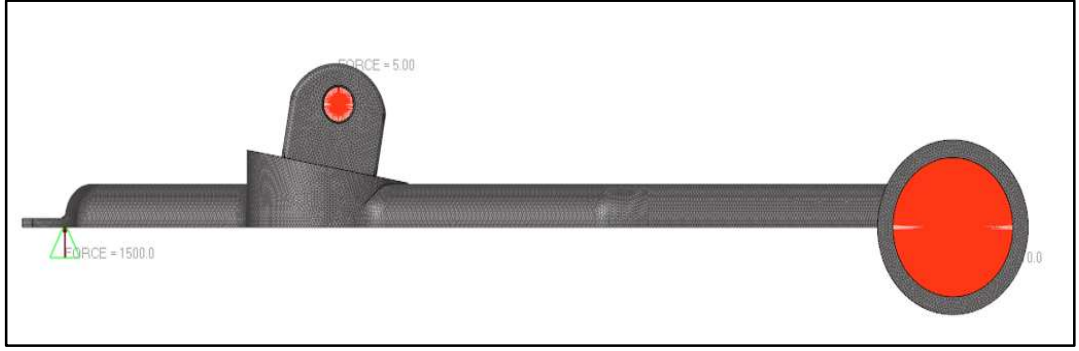


Şekil 3.9. 3000 N'luk kuvvet atanması ve 10Nmm moment atanması

Sınır Şartı, Kuvvet ve Moment tanımlanması ile ilgili görseller Şekil 3.10, Şekil 3.11, Şekil 3.12 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.10., Şekil 3.11., Şekil 3.12. Parçaya sınır şartı, kuvvet ve moment tanımlanması



Şekil 3.10., Şekil 3.11., Şekil 3.12. Parçaya sınır şartı, kuvvet ve moment tanımlanması (devam)

Yapılan çalışmada kullanılan birimler Şekil 3.13'te verilmiştir ve çalışmada “System mm-t-s Unit” birimleri kullanılmıştır.

Quantity	Symbol	Dimension	System mm-t-s Unit	Mult.
Lenght	l	L	mm	10^3
Mass	m	M	t(tonne)	10^{-3}
Time	t	T	s	1
Temperature	T	degrees	K	1
Work,Energy	W,E	ML^2T^{-2}	mJ	10^3
Acceleration	a	LT^{-2}	$mm.s^{-2}$	10^3
Area	A	L^2	mm^2	10^6
Frequency	f	T^{-1}	$Hz=s^{-1}$	1
Velocity	v	LT^{-1}	$mm*s^{-1}$	10^3
Volume	V	L^3	mm^3	10^9
Angular Acceleration	α	T^{-2}	$rad.s^{-2}=s^{-2}$	1
Angular Velocity	ω	T^{-1}	$rad.s^{-1}=s^{-1}$	1
Density	ρ	ML^{-3}	$t.mm^{-3}$	10^{-12}
Pressure, Stress, Young's Modulus	p, σ , τ ,E	$ML^{-1}T^{-2}$	MPa=N.mm ⁻²	10^{-6}
Force	F	MLT^{-2}	N	1
Moment	M	ML^2T^{-2}	N.mm	10^3
Stiffness	c	MT^{-2}	N.mm ⁻¹	10^{-3}

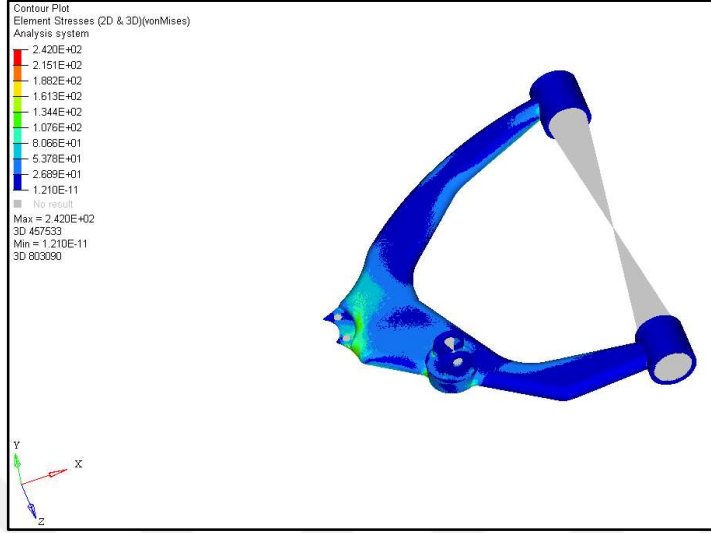
Şekil 3.13. Birimler tablosu (Altair University Hyper Units, t.y.)

3.6.6. Statik analiz için Optistruck'ın çalıştırılması

Yapılan analiz çalışması, Optistruck ile çalıştırılmış ve analiz tamamlanmıştır.

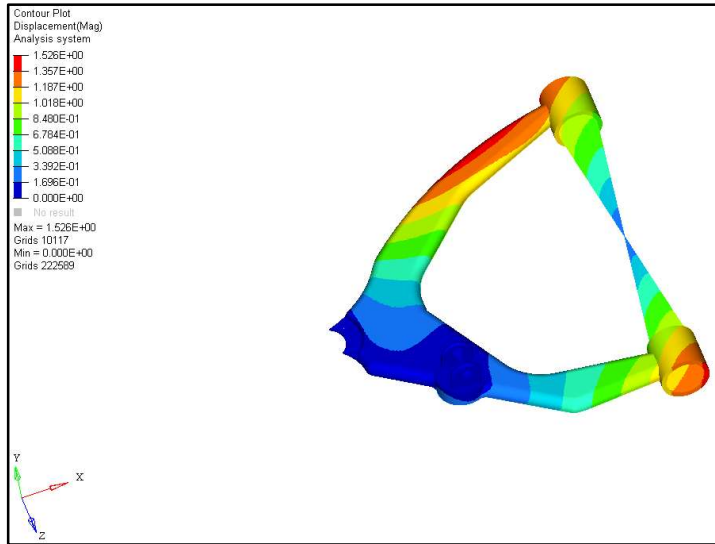
Başarı ile tamamlanan Optistruck sonucunda bulunan gerilme ve yer değiştirmeler aşağıda verilmiştir.

Statik analiz sonuçlarına göre, ana parçada maksimum gerilme 242MPa olarak tespit edilmiştir ve ana parça için statik analiz gerilme sonuçları Şekil 3.14 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Ana parça statik analiz gerilme sonuçları

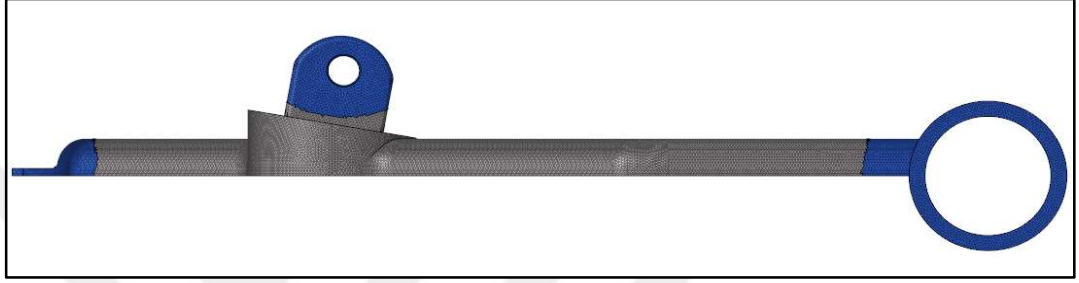
Statik analiz sonuçlarına göre, ana parçada maksimum yer değiştirme 1,526mm olarak tespit edilmiştir ve ana parça için statik analiz yer değiştirme sonuçları Şekil 3.15 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Ana parça statik analiz yer değiştirme sonuçları

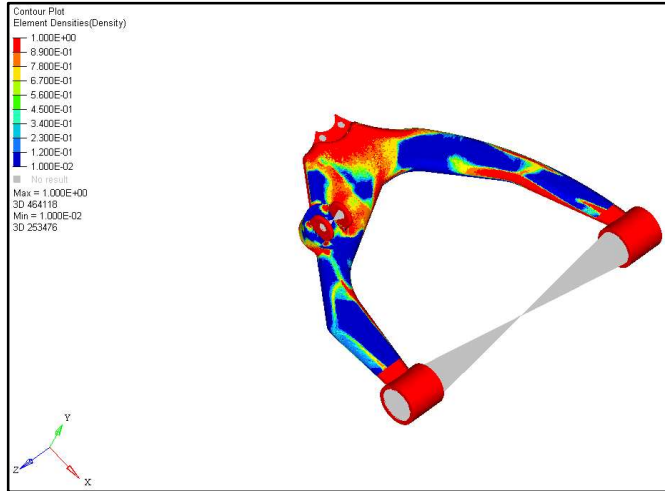
3.7. Ana Parça Üzerinde Topoloji Optimizasyonu

Topoloji yapılması istenen alanlar belirlenmiş, Şekil 3.16 ile gösterilmiştir. Parçanın montaj bölgelerinde ve yani delik bölgelerinde herhangi bir topoloji yapılması beklenmemektedir.

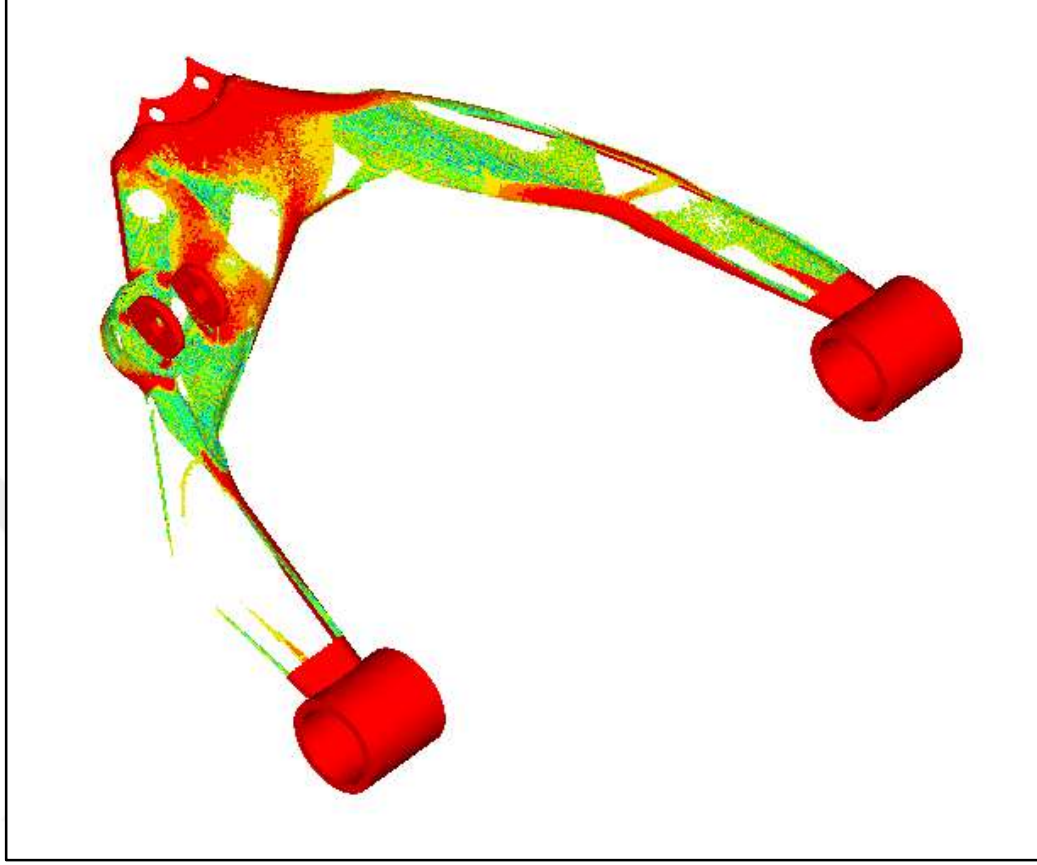


Şekil 3.16. Topoloji alanı

Parçanın montaj ağacı tamamlandıktan sonra yapılan analiz çalışması başarı ile tamamlanmıştır ve parçanın topoloji optimizasyonu sonucu yoğunluk dağılımı Şekil 3.17 ve Şekil 3.18 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.17., Şekil 3.18. Topoloji optimizasyonu sonucu yoğunluk dağılımı

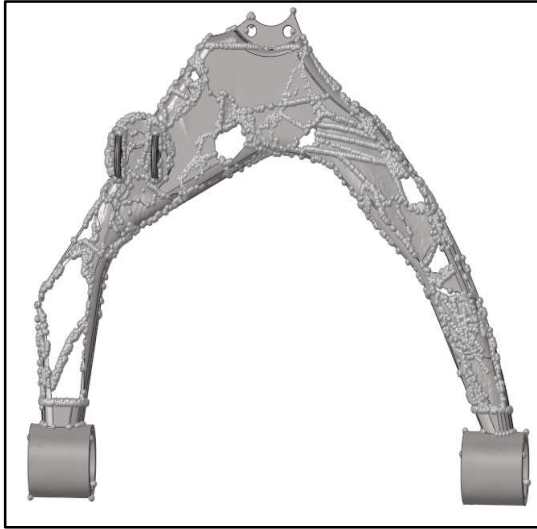
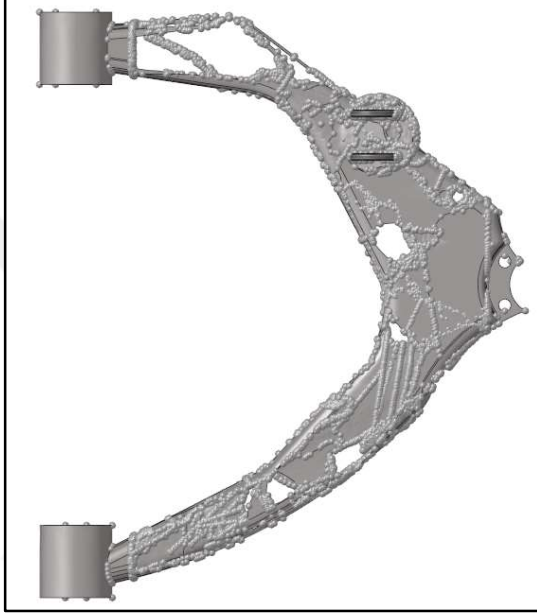


Şekil 3.17., Şekil 3.18. Topoloji optimizasyonu sonucu yoğunluk dağılımı (devam)

Yapılan topoloji çalışması sonrası elde ettiğimiz malzeme dağılımına göre; kırmızı ile gösterilen kısımlar yoğunluğun yüksek olduğu kısımları göstermektedir. Mavi ile gösterilen kısımlar ise yoğunluğun en az olduğu kısımları göstermektedir. Başka bir deyişle mavi olan alanlar boşaltılabilirler (Yıldız,2018).

3.8. Ana Parça Osmooth Modeli

Parçanın Osmooth modele göre boşaltılabilecek alanları Şekil 3.19 ve Şekil 3.20 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.19., Şekil 3.20. Parçanın Osmooth modele göre boşaltılabilecek alanları

Ana parça üzerinde yapılmış olan statik analiz sonrası, topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve malzeme dağılımları incelenmiştir. Bu malzeme dağılımlarına göre parçanın Osmooth modeli çıkartılmış ve boşaltılabilecek alanlar gösterilmiştir (bkz. Şekil 3.19, Şekil 3.20). Görseller, parçanın hem gövde kısmında ve hem de kol bölgelerinde optimizasyon fırsatları olduğunu göstermektedir. Bu kapsamda, çalışma içerisinde üç farklı yeni tasarım yapılarak, Şekil optimizasyonları çalışılacaktır.



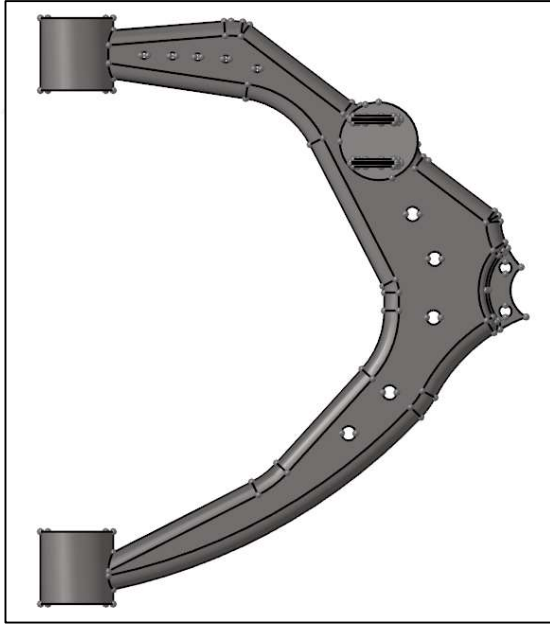
4. BULGULAR

Ana parça üzerinde statik analiz, topoloji optimizasyonu ve Osmooth çalışmaları tamamlandıktan sonra, çıkan verilere göre yeni tasarımların çalışmalarına başlanmıştır. Bu kapsamda üç farklı tasarım üzerinden analizler yapılarak, optimum hafifletme amaçlanmıştır.

4.1. Birinci Optimize Parçanın Tasarlanması

Parça Osmooth modeline göre Catia'da yeniden tasarlanmıştır. Kasaya takılan bir kolda beş adet delik, kasaya takılan diğer kolda iki adet delik ve döner grup kısmında da üç delik açılmıştır.

Birinci optimize tasarımı Şekil 4.1 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Birinci optimize tasarım

4.1.1 Birinci optimize parça ile yeniden statik analizin yapılması

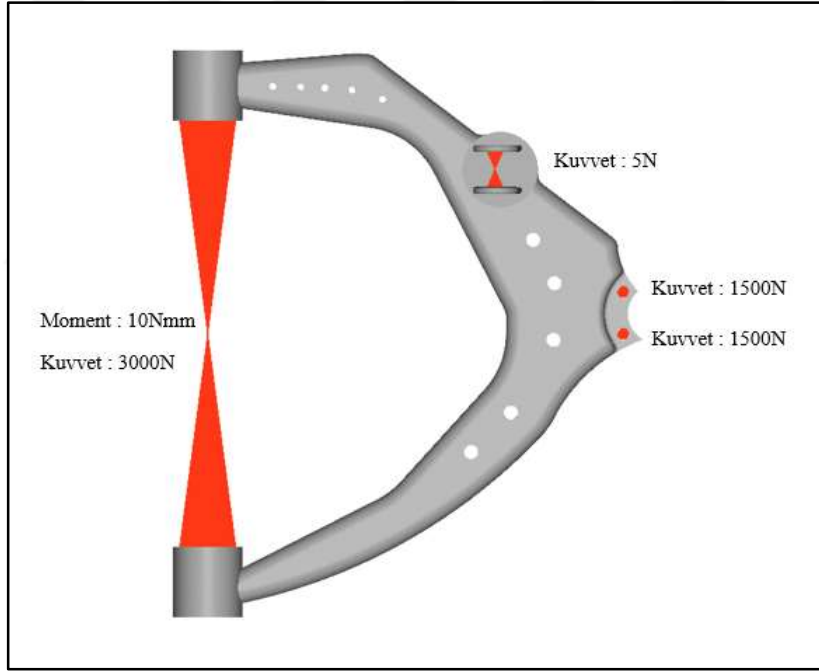
Sınır şartları, kuvvet ve moment ana parça ile aynı olacak şekilde uygulanmıştır (bkz. Şekil 3.6) ve Şekil 4.2 ile gösterilerek Optistruct başarı ile çalıştırılmıştır.

Tekerlik bağlantı noktalarındaki iki delikten Y yönünde 1500N,

Amortisör bağlantı noktalarındaki iki delikten -Y yönünde 5N,

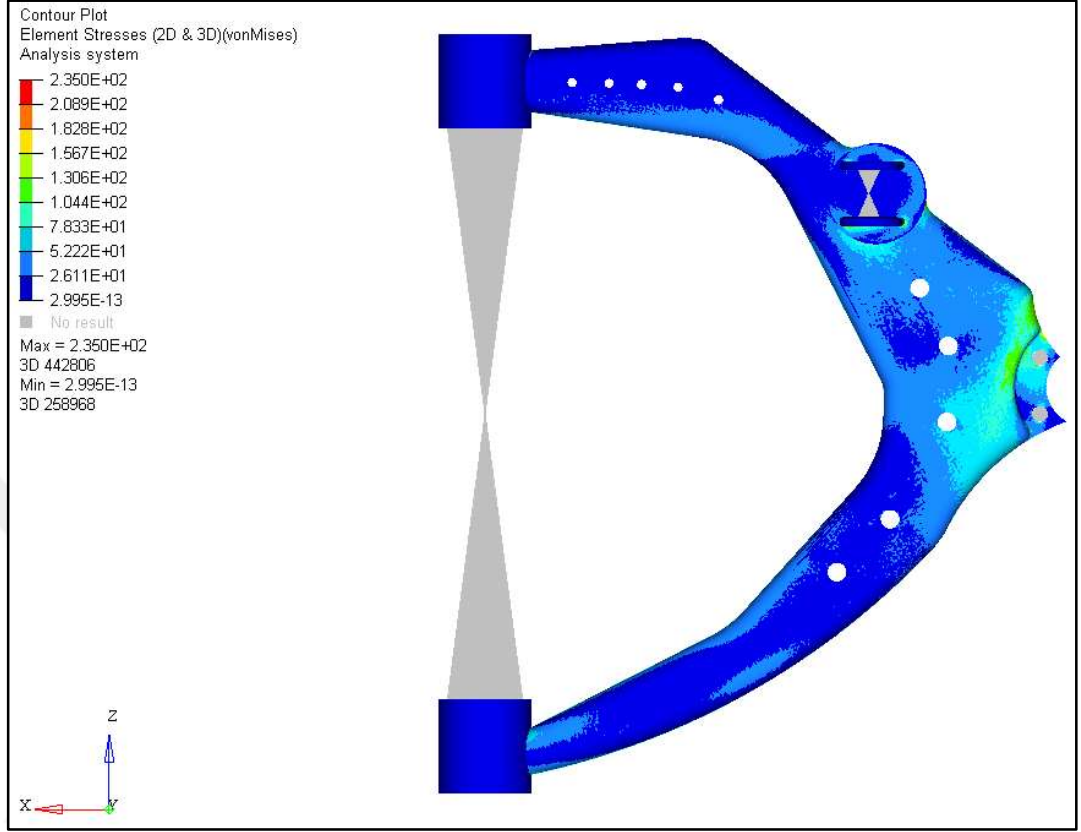
Kasa bağlantı noktalarındaki iki delikten X yönünde 3000N kuvvet tanımlanmıştır.

Kasa bağlantı noktalarındaki iki delikten Y yönünde 10Nmm moment tanımlanmıştır.



Şekil 4.2. Birinci optimize parçada statik analiz

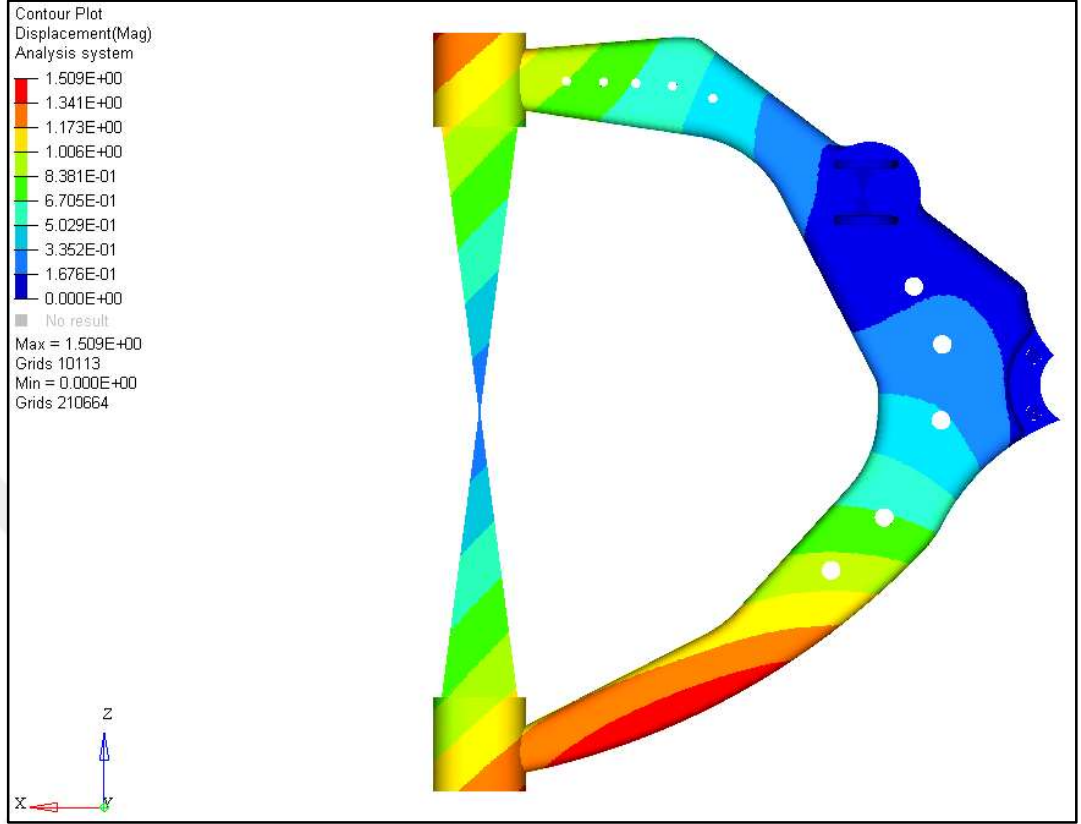
Statik analiz sonuçlarına göre, birinci optimize parçada maksimum gerilme 235MPa olarak tespit edilmiştir ve statik analiz gerilme sonuçları Şekil 4.3 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Birinci optimize parça statik analiz gerilme sonuçları

Statik analiz sonuçlarına göre, birinci optimize parçada maksimum yer değiştirme 1,509 mm olarak tespit edilmiştir.

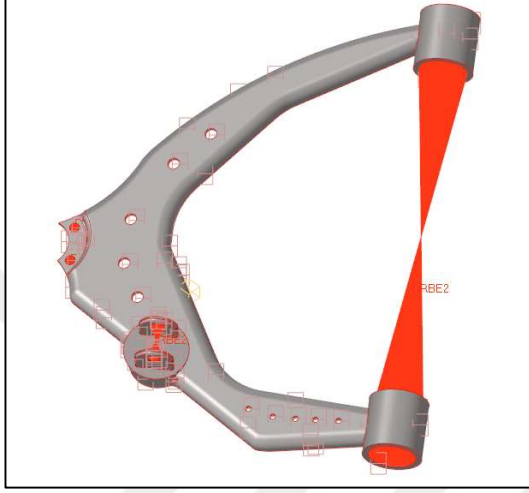
Birinci optimize parça için statik analiz yer değiştirme sonuçları Şekil 4.4 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Birinci optimize parça statik analiz yer değıştirme sonuçları

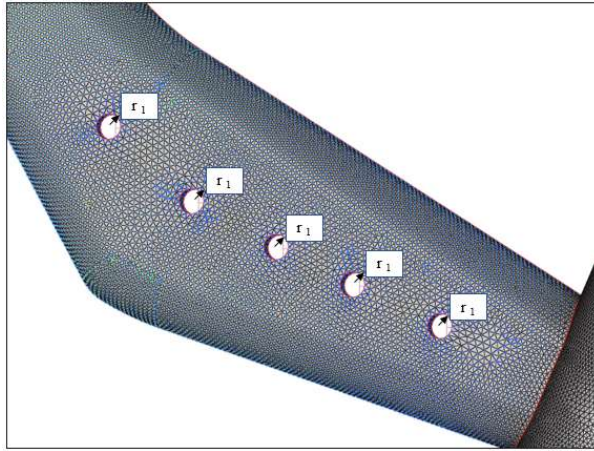
4.1.2 Birinci optimize parça ile şekil analizi

Şekil 4.5 ile Morph işlem adımları paylaşılmıştır.



Şekil 4.5. Morph işlem adımları

Beş delik bölgesindeki deliklerin yarıçapı 2,5mm'den 3mm'ye çıkarılmıştır ve bu aşama Şekil 4.6 ile gösterilmiştir.



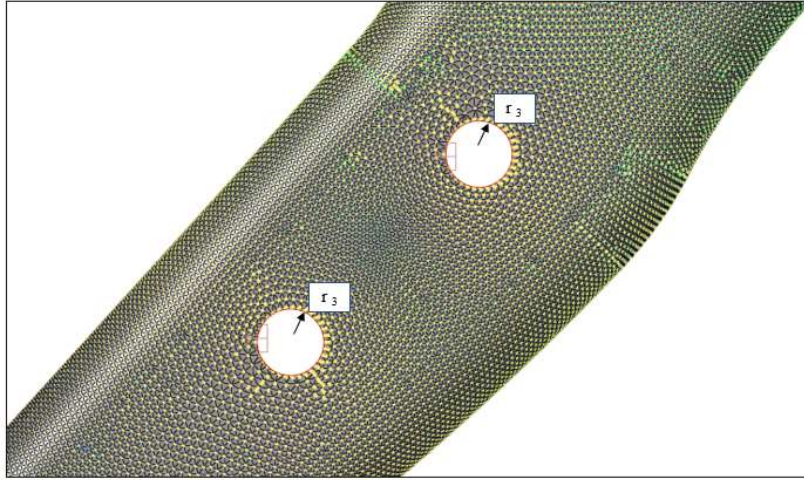
Şekil 4.6. Delik yarıçaplarının genişletilmesi

Üç delik bölgesindeki deliklerin yarıçapı 5mm'den 5,5mm'ye çıkarılmıştır ve bu aşama Şekil 4.7 ile gösterilmiştir.



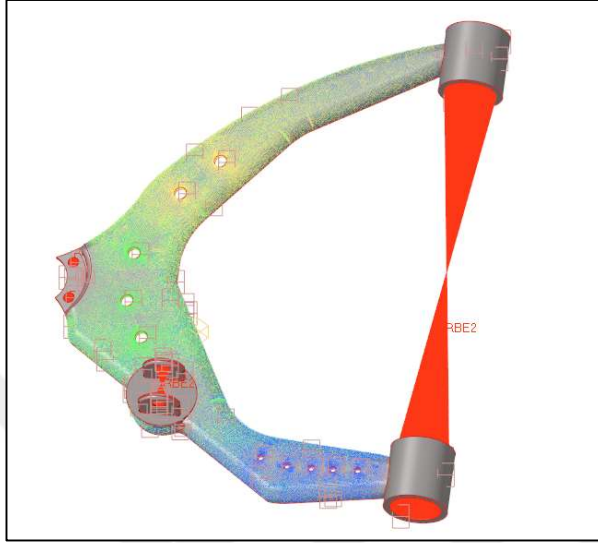
Şekil 4.7. Delik yarıçaplarının genişletilmesi

İki delik bölgesindeki deliklerin yarıçapı 5mm'den 5,5mm'ye çıkarılmıştır ve bu aşama Şekil 4.8 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Delik yarıçaplarının genişletilmesi

Birinci optimize parça şekil analizinin sonucu Şekil 4.9 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Birinci optimize parça şekil analizi sonucu

4.1.3 Birinci optimize parça Hyper Study çalışmaları

Yarıçap (r_1 , r_2 , r_3) değişimindeki çarpanlar alt sınır -2 ve üst sınır 2,5 olarak seçilmiştir, yani deliklerin morph'lerinin 1,25mm ile -1mm arasında toplam 2,25mm bir aralıkta hareket etmesine izin verilmiştir (Şekil 4.10).

+ Add Input Variable		x Remove Input Variable					
	Active	Label	Varname	Lower Bound	Nominal	Upper Bound	Comment
1	<input checked="" type="checkbox"/>	radius5.S	var_1	-2.0000000 ...	0.0000000 ...	2.5000000
2	<input checked="" type="checkbox"/>	radius3.S	var_2	-2.0000000 ...	0.0000000 ...	2.5000000
3	<input checked="" type="checkbox"/>	radius2.S	var_3	-2.0000000 ...	0.0000000 ...	2.5000000

Şekil 4.10. Hyper Study alt ve üst limitlerinin belirlenmesi

Birinci optimize parçanın ağırlık, gerilme, yer değiştirme değerleri Şekil 4.11 ile verilmiştir.

+ Add Output Response		- Remove Output Response		File Assistant		
	Active	Label	Varname	Expression	Value	Comment
1	<input checked="" type="checkbox"/>	Masse	r_1	max(ds_1)*1000 ...	1.5675400	...
2	<input checked="" type="checkbox"/>	Stress	r_2	max(ds_2) ...	235.00305	...
3	<input checked="" type="checkbox"/>	Displacement	r_3	max(ds_3) ...	1.5085835	...

Şekil 4.11. Birinci optimize parça ağırlık, gerilme, yer değiştirme değerleri

Çalışmada 50 iterasyon yapılmıştır, sonuçlar Şekil 4.12’de paylaşılmıştır.

Go to Directory		Browse files						
	radius5.S	radius3.S	radius2.S	Masse	Stress	Displacemen	Post Process	Comment
1	0.0000000	0.0000000	0.0000000	1.5675400	235.00305	1.5085835	<input checked="" type="checkbox"/>	
2	-0.2000000	1.6000000	0.7000000	1.5696700	229.92397	1.4998108	<input checked="" type="checkbox"/>	
3	0.7000000	-1.1000000	-0.1999999	1.5670200	237.52666	1.5109254	<input checked="" type="checkbox"/>	
4	1.6000000	0.7000000	-1.1000000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>	
5	-1.8200000	1.9600000	-0.3800000	1.5659900	231.73053	1.5079098	<input checked="" type="checkbox"/>	
6	-0.9200000	-0.7400000	-1.2799999	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>	
7	-0.0200000	1.0600000	2.3200001	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>	
8	0.8800000	-1.6400000	1.4200001	1.5687100	237.31989	1.5063397	<input checked="" type="checkbox"/>	
9	1.7800000	0.1600000	0.5200001	1.5706000	231.95438	1.4989815	<input checked="" type="checkbox"/>	
10	-1.6400000	1.4200000	1.2400000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>	
11	-0.7400000	-1.2800000	0.3400001	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>	
12	0.1600000	0.5200000	-0.5599999	1.5675200	233.82892	1.5077542	<input checked="" type="checkbox"/>	
13	1.0600000	2.3200000	-1.4599998	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>	
14	1.9600000	-0.3800000	2.1400002	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>	
15	-1.4600000	0.8800000	-1.6400000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>	

Şekil 4.12 Birinci optimize parça iterasyon sonuçları

16	-0.560000	-1.820000	1.960000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
17	0.340000	-0.020000	1.060000	1.569360	233.66006	1.5034363	<input checked="" type="checkbox"/>
18	1.240000	1.780000	0.160000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
19	2.140000	-0.920000	-0.739999	1.568150	235.78168	1.5061010	<input checked="" type="checkbox"/>
20	-1.280000	0.340000	-0.020000	1.565920	235.50769	1.5118573	<input checked="" type="checkbox"/>
21	-0.380000	2.140000	-0.919999	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
22	0.520000	-0.560000	-1.819999	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
23	1.420000	1.240000	1.780000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
24	2.320000	-1.460000	0.880000	1.569860	235.61476	1.5018193	<input checked="" type="checkbox"/>
25	-1.964000	-0.308000	1.024000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
26	-1.064000	1.492000	0.124000	1.567520	231.77797	1.5056129	<input checked="" type="checkbox"/>
27	-0.164000	-1.208000	-0.776000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
28	0.736000	0.592000	-1.675999	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
29	1.636000	2.392000	1.924000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
30	-1.784000	-0.848000	-1.856000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
31	-0.884000	0.952000	1.744000	1.569380	231.57916	1.5009449	<input checked="" type="checkbox"/>
32	0.016000	-1.748000	0.844000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
33	0.916000	0.052000	-0.055998	1.568720	233.83273	1.5050298	<input checked="" type="checkbox"/>
34	1.816000	1.852000	-0.955999	1.570200	228.33028	1.4965587	<input checked="" type="checkbox"/>
35	-1.604000	-1.388000	-0.236000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
36	-0.704000	0.412000	-1.135999	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
37	0.196000	2.212000	2.464000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
38	1.096000	-0.488000	1.564000	1.570460	233.63150	1.5004035	<input checked="" type="checkbox"/>
39	1.996000	1.312000	0.664000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
40	-1.424000	-1.928000	1.384000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
41	-0.524000	-0.128000	0.484000	1.567290	235.52124	1.5092803	<input checked="" type="checkbox"/>
42	0.376000	1.672000	-0.415999	1.569050	230.08643	1.5014105	<input checked="" type="checkbox"/>
43	1.276000	-1.028000	-1.315998	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
44	2.176000	0.772000	2.284000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
45	-1.244000	2.032000	-1.495999	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>
46	-0.344000	-0.668000	2.104000	1.569000	235.27986	1.5043408	<input checked="" type="checkbox"/>
47	0.556000	1.132000	1.204000	1.570930	229.92740	1.4970516	<input checked="" type="checkbox"/>
48	1.456000	-1.568000	0.304000	1.568060	237.50070	1.5079325	<input checked="" type="checkbox"/>
49	2.356000	0.232000	-0.595998	1.569780	232.07503	1.5001074	<input checked="" type="checkbox"/>
50	-1.928000	1.384000	-0.452000	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	EXPRESSION_...	<input checked="" type="checkbox"/>

Şekil 4.12. Birinci optimize parça iterasyon sonuçları (devam)

İterasyon sonuçları sentezi Şekil 4.13'te verilmiştir ve buna göre 22 uygun sonuç bulunmuştur.

	Label	Varname	Category	Points	Unique	No Values	Bad Values	Excluded	Range
1	radius5.S	var_1	Variable	50	50	0	0	0	4.3200000
2	radius3.S	var_2	Variable	50	50	0	0	0	4.3200000
3	radius2.S	var_3	Variable	50	50	0	0	0	4.3200001
4	Masse	r_1	Response	50	21	0	28	0	0.0050100
5	Stress	r_2	Response	50	22	0	28	0	9.1963806
6	Displac...	r_3	Response	50	22	0	28	0	0.0152986

Şekil 4.13. İterasyon sonuçları sentezi

Birinci optimize parçaya göre (bkz. Şekil 4.11) ağırlıkta minimizasyon istenmiş ve gerilme ile yer değiştirme için uygun kısıtlar girilmiştir (Şekil 4.14).

Ağırlık: Minimizasyon

Gerilme: $\leq 225\text{MPa}$

Yer değiştirme: $\leq 1,5\text{mm}$

	Active	Label	Varname	Objectives	Constraints	Evaluate From	Expression	Comment
1	<input checked="" type="checkbox"/>	Masse	r_1	Minimize ...		Fit 1 (fit_1)	$\max(ds_1)*1000$...
2	<input checked="" type="checkbox"/>	Stress	r_2		$\leq 225.0...$	Fit 1 (fit_1)	$\max(ds_2)$...
3	<input checked="" type="checkbox"/>	Displacement	r_3		$\leq 1.500...$	Fit 1 (fit_1)	$\max(ds_3)$...

Şekil 4.14. Kısıt fonksiyonlarının tanımlanması

Optimum parçanın bulunması ve sonuç, Şekil 4.15 ile paylaşılmıştır.

	radius5.S	radius3.S	radius2.S	Masse	Stress	Displacemen	Objective 1	Constraint 2	Constraint 3	Iteration Index	Evalu...erence	Iterati...ference	Condition
1	0.000000	0.000000	0.000000	1.5673426	234.96622	1.5082217	1.5673426	234.96622	1.5082217	1	1	1	Violated
2	0.742500	0.000000	0.000000	1.5683227	234.09425	1.5053297	1.5683227	234.09425	1.5053297	2	2	2	Violated
3	0.000000	0.742500	0.000000	1.5680794	232.81658	1.5050988	1.5680794	232.81658	1.5050988	3	3	3	Violated
4	0.000000	0.000000	0.742500	1.5683431	234.26686	1.5054993	1.5683431	234.26686	1.5054993	4	4	4	Violated
5	0.100000	0.100000	0.0999947	1.5677086	234.46508	1.5070450	1.5677086	234.46508	1.5070450	5	5	5	Violated
6	0.100000	0.8538750	0.0999943	1.5684566	232.28251	1.5038742	1.5684566	232.28251	1.5038742	6	6	6	Violated
7	0.200000	1.0069614	0.1999874	1.5688753	231.62769	1.5024742	1.5688753	231.62769	1.5024742	7	7	7	Violated
8	0.300000	1.2227388	0.2999865	1.5693561	230.79136	1.5008105	1.5693561	230.79136	1.5008105	8	8	8	Violated
9	0.400000	1.5359072	0.3999853	1.5699336	229.67307	1.4987371	1.5699336	229.67307	1.4987371	9	9	9	Violated
10	0.500000	2.0060829	0.4999836	1.5706668	228.10023	1.4960034	1.5706668	228.10023	1.4960034	10	10	10	Violated
11	0.6280602	2.5000000	0.6071228	1.5714703	226.41897	1.4930343	1.5714703	226.41897	1.4930343	11	11	11	Violated
12	0.8203235	2.5000000	0.7626190	1.5719336	226.04672	1.4917153	1.5719336	226.04672	1.4917153	12	12	12	Acceptable

Şekil 4.15. Optimum parçanın bulunması ve sonuç

Ana parça ile birinci optimize parça arasındaki şekil analizi öncesi ve sonrası ağırlık kıyaslaması Çizelge 4.1 ile verilmiştir.

Çizelge 4.1. Ana parça ile birinci optimize parça ağırlık karşılaştırması

	Ana parça	Birinci Optimize Edilmiş Parça	Ağırlık Kazancı	Optimizasyon Oranı (%)
Ağırlık (gr)	1579,00	1572,00	7,00	0,44%

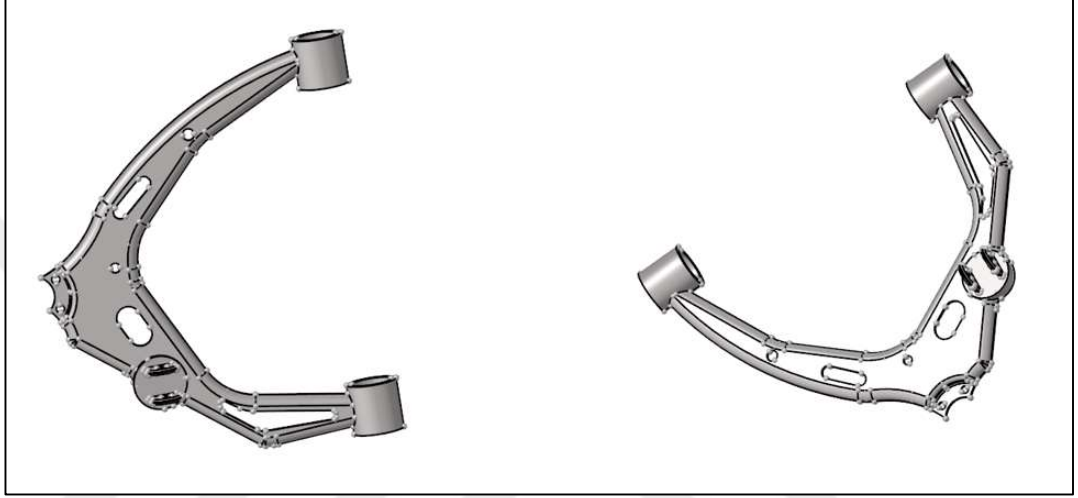
Sonuçların sentezi Şekil 4.16 ile paylaşılmıştır.

	Label	Varname	Category	Points	Unique	No Values	Bad Values	Excluded	Range
1	radius5.S	var_1	Variable	12	9	0	0	0	0.8203235
2	radius3.S	var_2	Variable	12	9	0	0	0	2.5000000
3	radius2.S	var_3	Variable	12	10	0	0	0	0.7626190
4	Masse	r_1	Response	12	12	0	0	0	0.0045910
5	Stress	r_2	Response	12	12	0	0	0	8.9194962
6	Displac...	r_3	Response	12	12	0	0	0	0.0165064
7	Objecti...	obj_1	Objective	12	12	0	0	0	0.0045910
8	Constra...	c_2	Constraint	12	12	0	0	0	8.9194962
9	Constra...	c_3	Constraint	12	12	0	0	0	0.0165064

Şekil 4.16. Sonuçların sentezi

4.2. İkinci Optimize Parçanın Tasarlanması

Parça Osmooth modeline göre Catia'da yeniden tasarlanmıştır ve bu kez boşaltma miktarları arttırılmıştır. İkinci optimize tasarım Şekil 4.17 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.17. İkinci optimize tasarım

4.2.1. İkinci optimize parça ile yeniden statik analizin yapılması

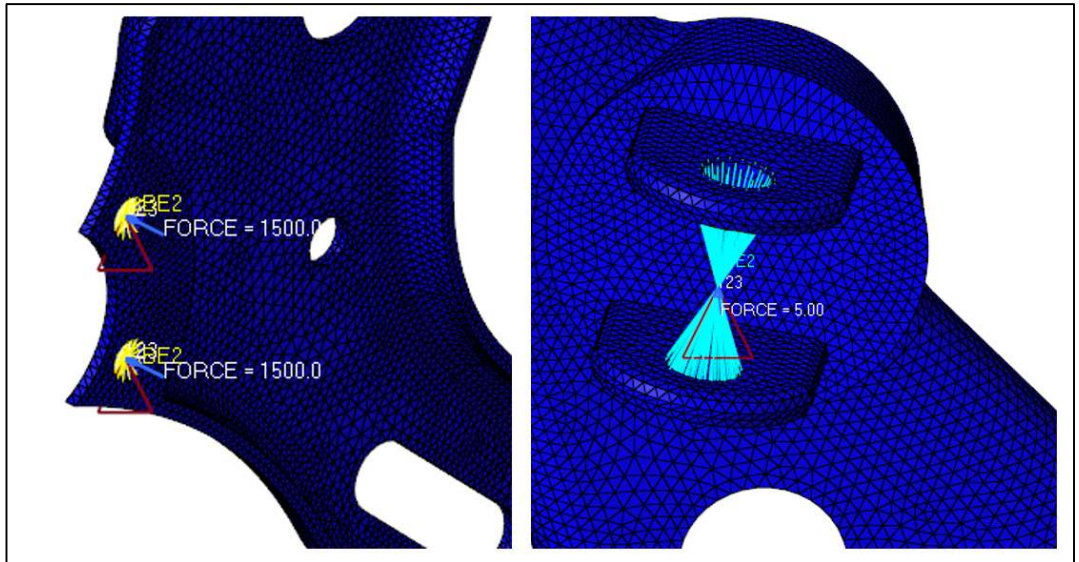
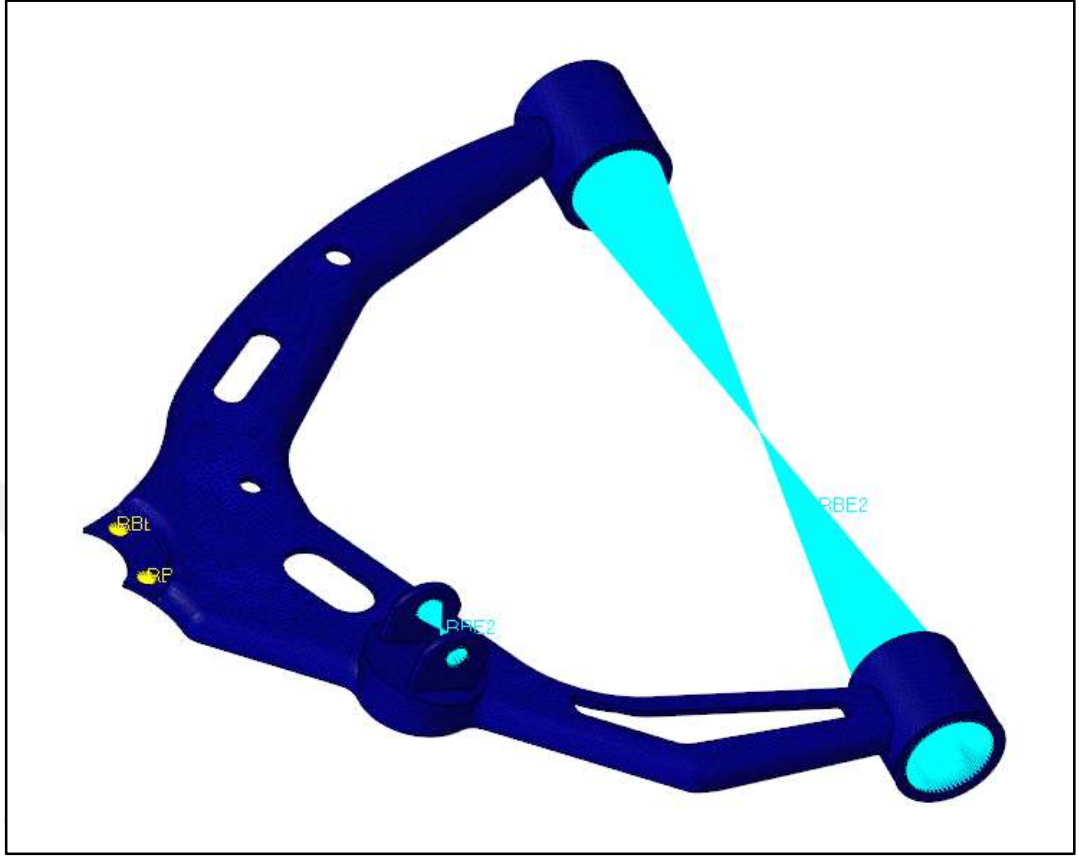
Rijitlik, sınır şartı, kuvvet ve moment yeniden aynı değerler ve yönlerde tanımlanmıştır (bkz. Şekil 3.6) ve Şekil 4.18, Şekil 4.19, Şekil 4.20 ile gösterilmiştir.

Tekerlik bağlantı noktalarındaki iki delikten Y yönünde 1500N,

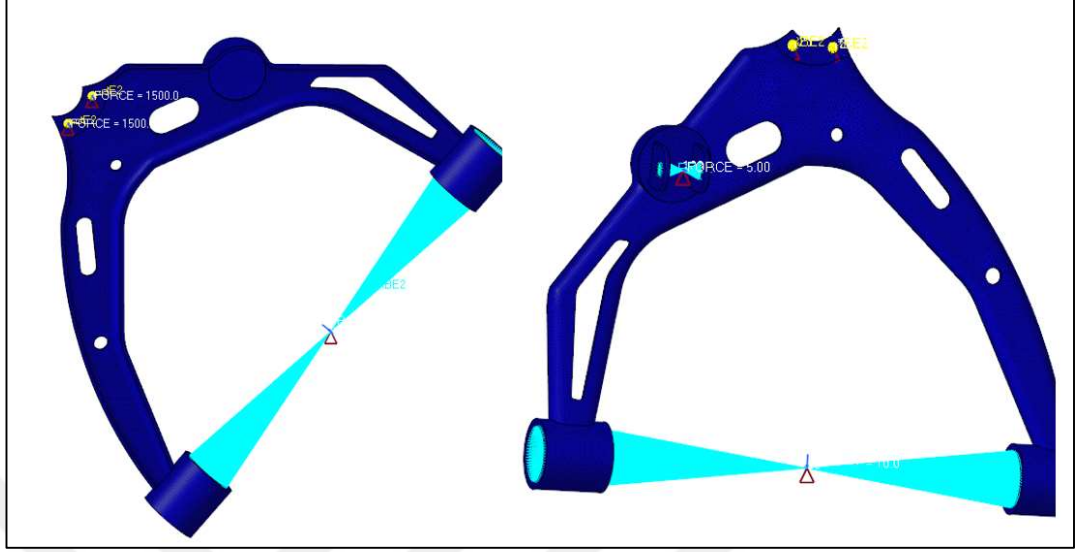
Amortisör bağlantı noktalarındaki iki delikten -Y yönünde 5N,

Kasa bağlantı noktalarındaki iki delikten X yönünde 3000N kuvvet tanımlanmıştır.

Kasa bağlantı noktalarındaki iki delikten Y yönünde 10Nmm moment tanımlanmıştır.

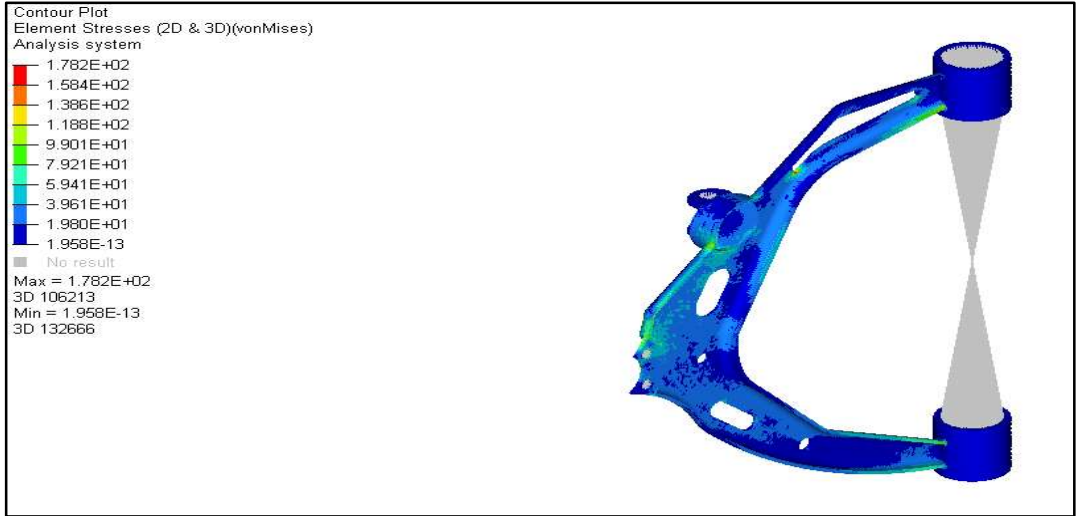


Şekil 4.18., Şekil 4.19., Şekil 4.20. İkinci optimize parçada statik analiz



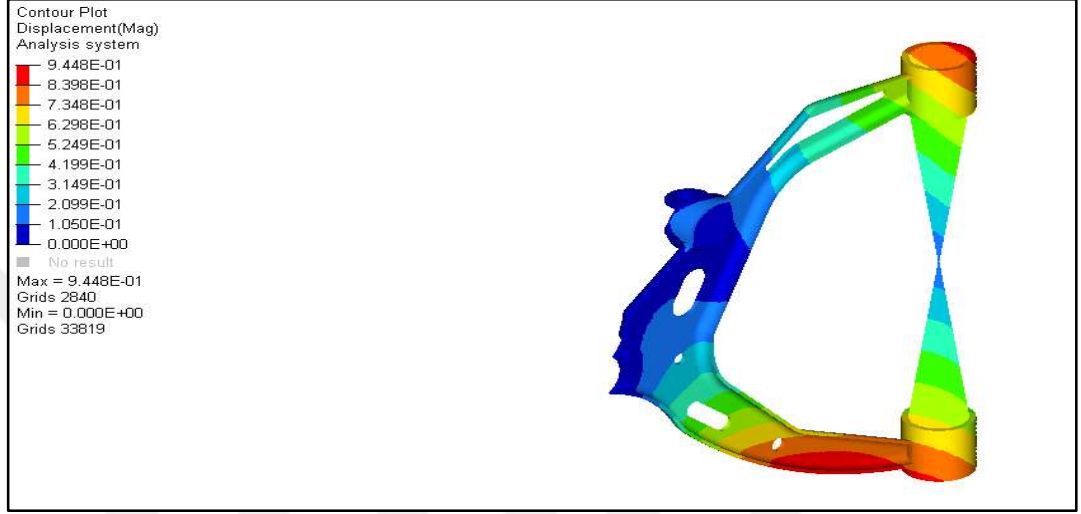
Şekil 4.18., Şekil 4.19., Şekil 4.20. İkinci optimize parçada statik analiz (devam)

Statik analiz sonuçlarına göre, ikinci optimize parçada maksimum gerilme 178,2MPa olarak tespit edilmiştir. İkinci optimize parça için statik analiz gerilme sonuçları Şekil 4.21 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.21. İkinci optimize parça statik analiz gerilme sonuçları

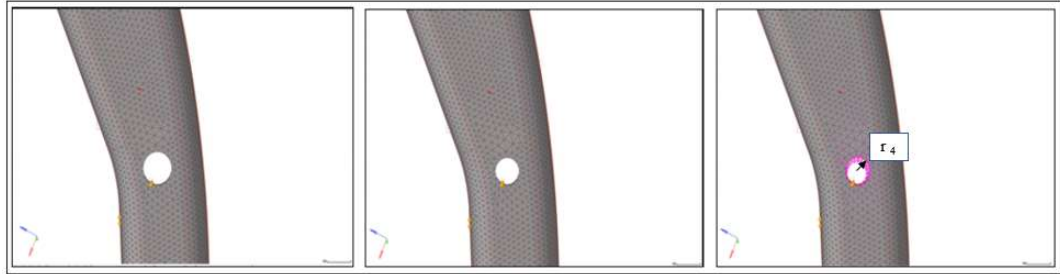
Statik analiz sonuçlarına göre, ikinci optimize parçada maksimum yer değıştirme 0,9448 mm olarak tespit edilmiştir. İkinci optimize parça için statik analiz yer değıştirme sonuçları Şekil 4.22 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.22. İkinci optimize parça statik analiz yer değıştirme sonuçları

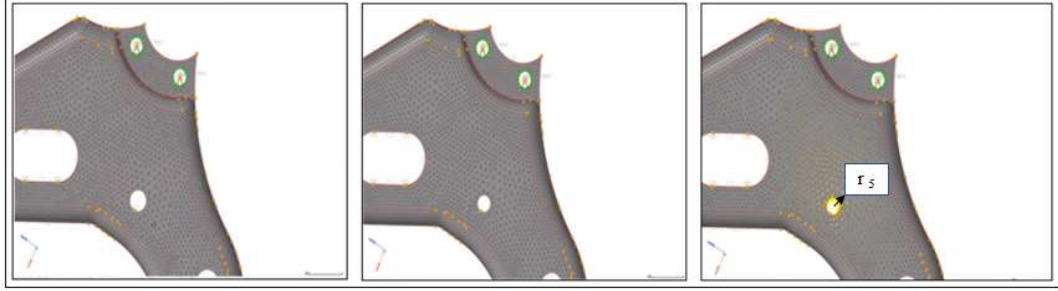
4.2.2. İkinci optimize parça ile şekil analizi

Şekil 4.23 ile kol delik yarıçapı için Morph işlem adımları paylaşılmıştır ve delik yarıçapı 6mm'den 5mm'ye düşürülerek yarıçap 1mm değıştirilmiştir.



Şekil 4.23. Kol delik yarıçapı için Morph adımları

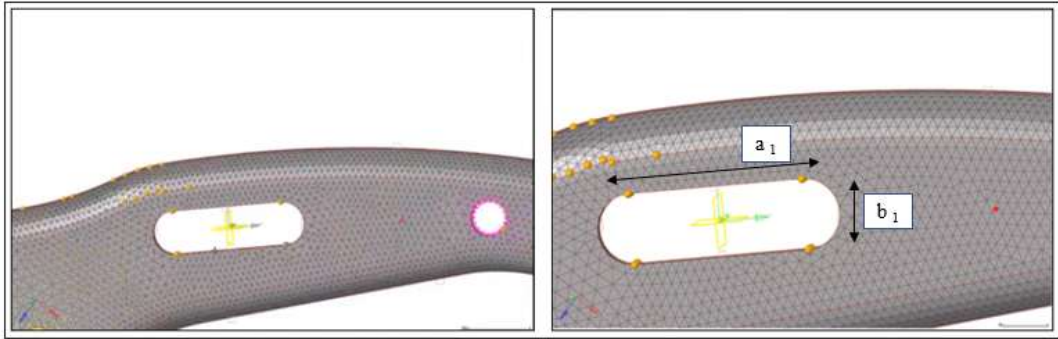
Şekil 4.24 ile döner grup bağlantısına yakın delik yarıçapı için Morph işlem adımları paylaşılmıştır ve delik yarıçapı 5mm'den 4mm'ye düşürülerek, yarıçap 1mm değiştirilmiştir.



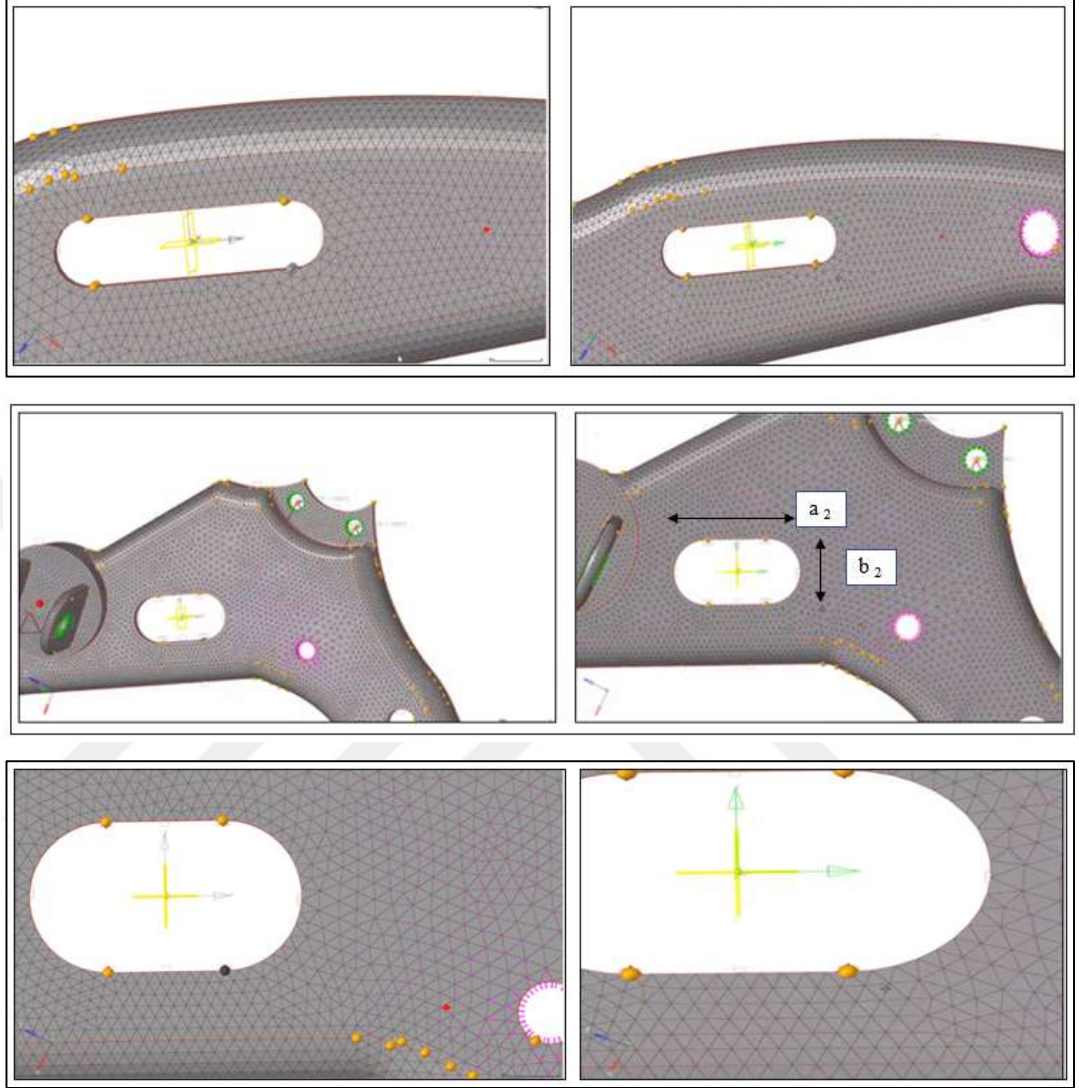
Şekil 4.24. Döner grup bağlantısı delik yarıçapları Morph adımları

Şekil 4.25, Şekil 4.26, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28 ile elips bölgesi için Morph işlem adımları paylaşılmıştır.

Hyper morph sekmesinde oluşturulan sanal eksende, birinci adımda a: -1 tanımlanarak; pozitif değerde daralma, negatif değerde genişleme sağlatılmıştır. İkinci adımda ise b: 1 olarak tanımlanmıştır.



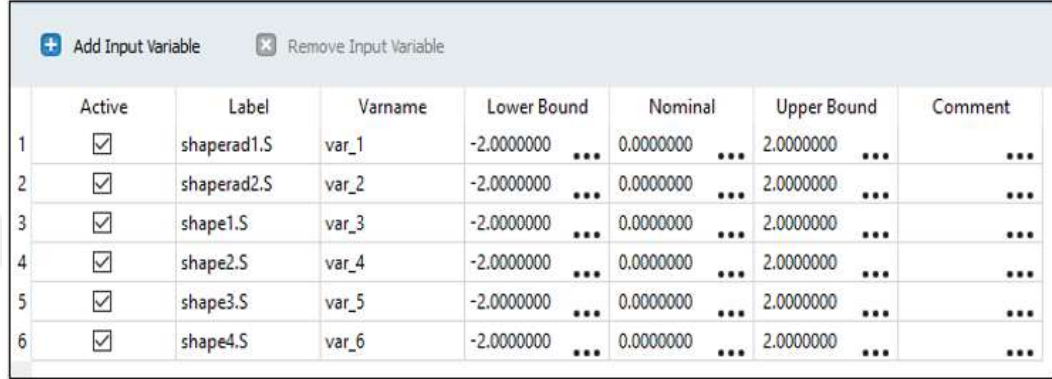
Şekil 4.25., Şekil4.26., Şekil 4.27., Şekil 4.28. Elips bölgesi Morph adımları



Şekil 4.25., Şekil4.26., Şekil 4.27., Şekil 4.28. Elips bölgesi Morph adımları (devam)

4.2.3. İkinci optimize parça Hyper Study çalışmaları

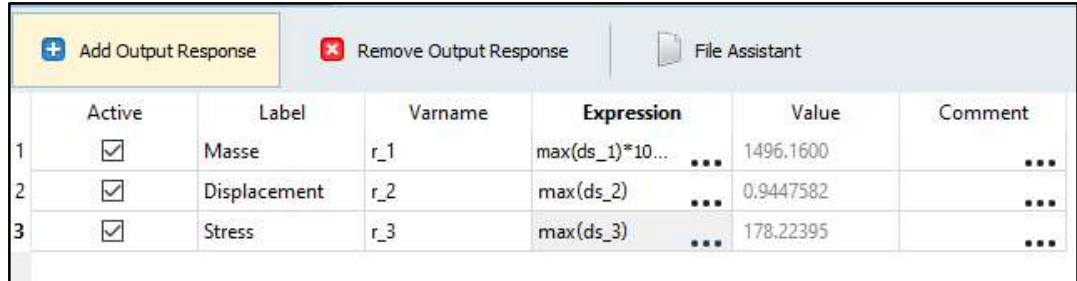
Şekil optimizasyonu değişkenlerinin (a,b,r) hareketi için alt sınır -2mm ve üst sınır 2mm olarak seçilmiştir (Şekil 4.29).



	Active	Label	Varname	Lower Bound	Nominal	Upper Bound	Comment
1	<input checked="" type="checkbox"/>	shaperad1.S	var_1	-2.0000000 ...	0.0000000 ...	2.0000000
2	<input checked="" type="checkbox"/>	shaperad2.S	var_2	-2.0000000 ...	0.0000000 ...	2.0000000
3	<input checked="" type="checkbox"/>	shape1.S	var_3	-2.0000000 ...	0.0000000 ...	2.0000000
4	<input checked="" type="checkbox"/>	shape2.S	var_4	-2.0000000 ...	0.0000000 ...	2.0000000
5	<input checked="" type="checkbox"/>	shape3.S	var_5	-2.0000000 ...	0.0000000 ...	2.0000000
6	<input checked="" type="checkbox"/>	shape4.S	var_6	-2.0000000 ...	0.0000000 ...	2.0000000

Şekil 4.29. Hyper Study alt ve üst limitlerinin belirlenmesi

İkinci optimize parçanın ağırlık, gerilme, yer değiştirme değerleri Şekil 4.30 ile verilmiştir.



	Active	Label	Varname	Expression	Value	Comment
1	<input checked="" type="checkbox"/>	Masse	r_1	max(ds_1)*10...	1496.1600	...
2	<input checked="" type="checkbox"/>	Displacement	r_2	max(ds_2)	0.9447582	...
3	<input checked="" type="checkbox"/>	Stress	r_3	max(ds_3)	178.22395	...

Şekil 4.30. İkinci optimize parça ağırlık, gerilme, yer değiştirme değerleri

İkinci optimize parçaya göre (bkz. Şekil 4.30), ağırlıkta minimizasyon istenmiş ve gerilme için uygun kısıtlar girilmiştir (Şekil 4.31).

Ağırlık: Minimizasyon

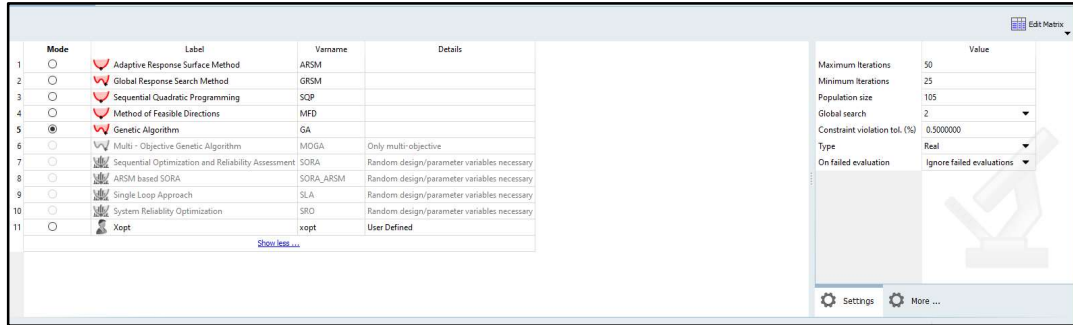
Gerilme: $\leq 190\text{MPa}$



Active	Label	Varname	Objectives	Constraints	Evaluate From	Expression	Comment
<input checked="" type="checkbox"/>	Masse	r_1	Minimize	***	Fit 1 (fit_1)	max(ds_1)*1000...	***
<input checked="" type="checkbox"/>	Displacement	r_2		0	Fit 1 (fit_1)	max(ds_2)	***
<input checked="" type="checkbox"/>	Stress	r_3		≤ 190.00000	Fit 1 (fit_1)	max(ds_3)	***

Şekil 4.31. Kısıt fonksiyonlarının tanımlanması

Hyper Study genetik algoritmaya göre çözdürülerek Şekil 4.32’de gösterilmiştir, analizde maksimum elli, minimum yirmi beş iterasyon tanımlanmıştır.



Mode	Label	Varname	Details
<input type="radio"/>	Adaptive Response Surface Method	ARSM	
<input type="radio"/>	Global Response Search Method	GRSM	
<input type="radio"/>	Sequential Quadratic Programming	SQP	
<input type="radio"/>	Method of Feasible Directions	MFD	
<input checked="" type="radio"/>	Genetic Algorithm	GA	
<input type="radio"/>	Multi - Objective Genetic Algorithm	MOGA	Only multi-objective
<input type="radio"/>	Sequential Optimization and Reliability Assessment	SORA	Random design/parameter variables necessary
<input type="radio"/>	ARSM based SORA	SORA_ARSM	Random design/parameter variables necessary
<input type="radio"/>	Single Loop Approach	SLA	Random design/parameter variables necessary
<input type="radio"/>	System Reliability Optimization	SRO	Random design/parameter variables necessary
<input type="radio"/>	Xopt	xopt	User Defined

Parameter	Value
Maximum Iterations	50
Minimum Iterations	25
Population size	105
Global search	2
Constraint violation tol. (%)	0.500000
Type	Real
On failed evaluation	Ignore failed evaluations

Şekil 4.32. Genetik algoritma ile çözüm

Optimum parçanın bulunması ve sonuç, Şekil 4.33 ile paylaşılmıştır.

	shaperad1.S	shaperad2.S	shape1.S	shape2.S	shape3.S	shape4.S	Masse	Yisplacemen	Stress	Objective 1	Constraint 2	Iteration Index	Evalu...
11	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	11	1147
12	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	12	1017
13	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	13	1000
14	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	14	1147
15	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	15	1017
16	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	16	1017
17	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	17	1017
18	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	18	1147
19	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	19	1000
20	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	20	2104
21	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	21	1000
22	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	22	2104
23	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	23	2104
24	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	24	1147
25	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	-2.0000000	1481.5267	0.9586266	177.57503	1481.5267	177.57503	25	2104

Şekil 4.33. Optimum parçanın bulunması ve sonuç

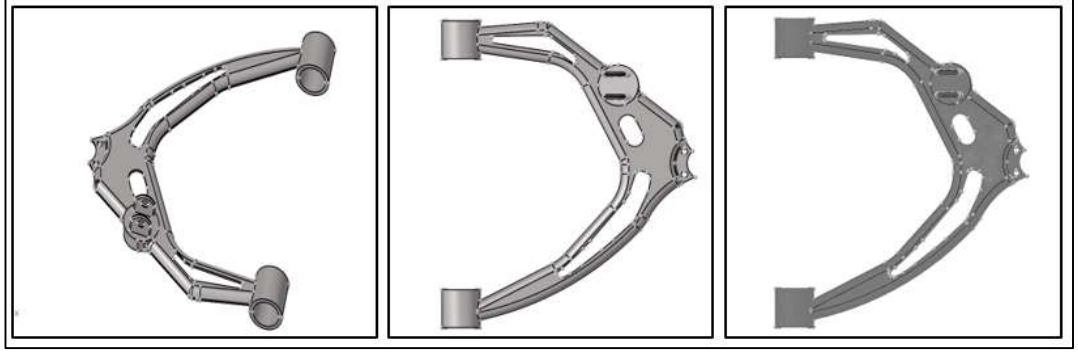
Ana parça ile ikinci optimize parça arasındaki şekil analizi öncesi ve sonrası ağırlık kıyaslaması Çizelge 4.2 ile verilmiştir. Yaklaşık 100 gramlık bir hafifletme ile yaklaşık %6 oranında bir optimizasyon sağlanmıştır.

Çizelge 4.2. Ana parça ile ikinci optimize parça ağırlık karşılaştırması

	Ana parça	İkinci Optimize Edilmiş Parça	Ağırlık Kazancı	Optimizasyon Oranı (%)
Ağırlık (gr)	1579,00	1481,53	97,47	6,17%

4.3. Üçüncü Optimize Parçanın Tasarlanması

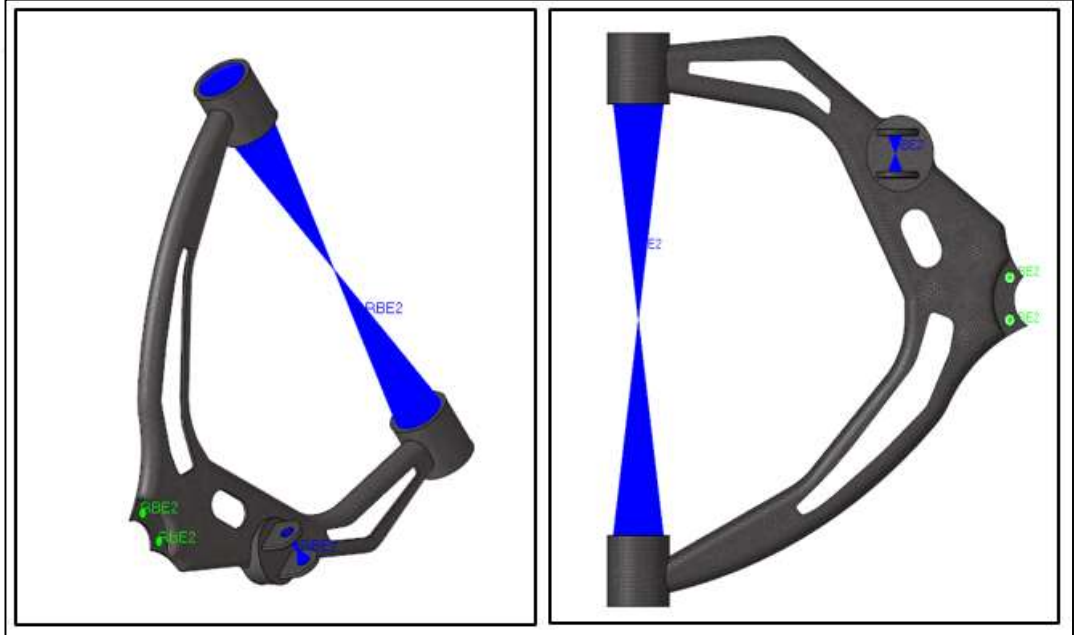
Parça Osmooth modeline göre Catia'da yeniden tasarlanmıştır ve Şekil 4.34 ile gösterilmiştir.



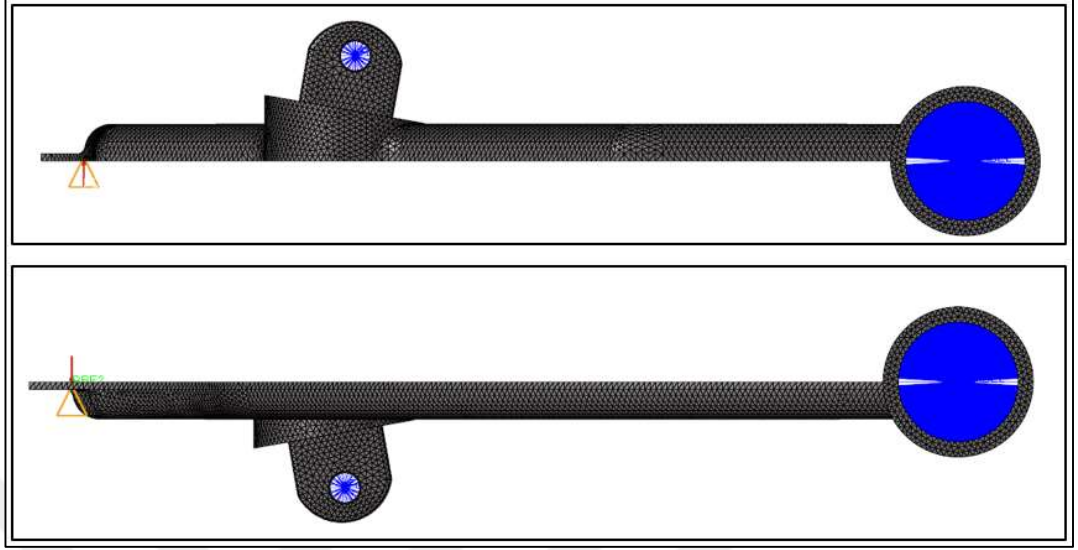
Şekil 4.34. Üçüncü optimize tasarım

4.3.1. Üçüncü optimize parça ile yeniden statik analizin yapılması

Malzeme tanıtımı yapıp, mesh tamamlandıktan sonra parçaya mavi ile belirtilen rijitlik ataması da yapılmıştır (Şekil 4.35, Şekil 4.36).

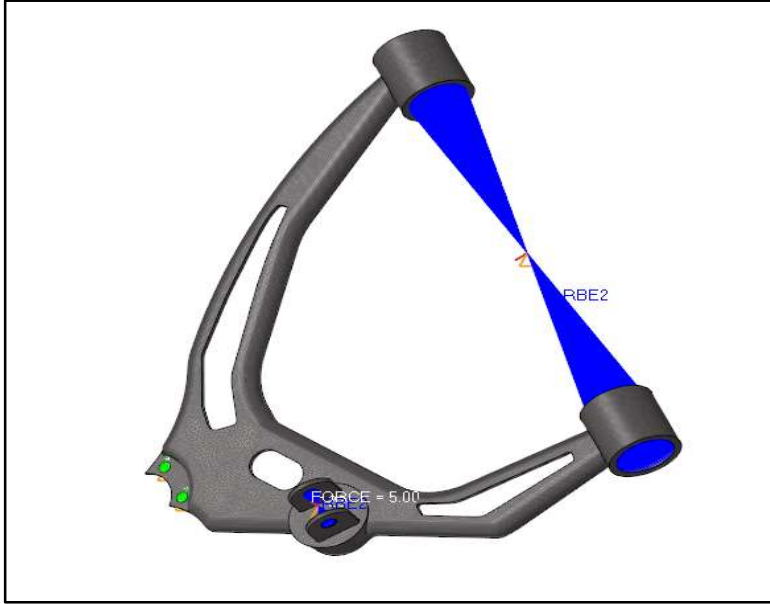


Şekil 4.35., Şekil 4.36. Parçaya mesh atılıp, rijitlik tanımlanması



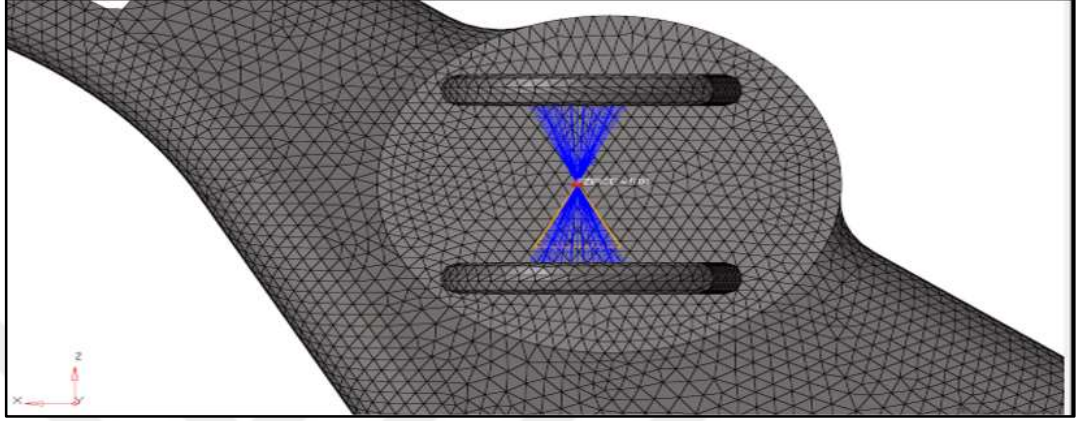
Şekil 4.35., Şekil 4.36. Parçaya mesh atılıp, rijitlik tanımlanması (devam)

Parçaya tekerlek bağlantı noktalarındaki iki delikten Y yönünde 1500 N'luk kuvvet uygulanmıştır (Şekil 4.37).



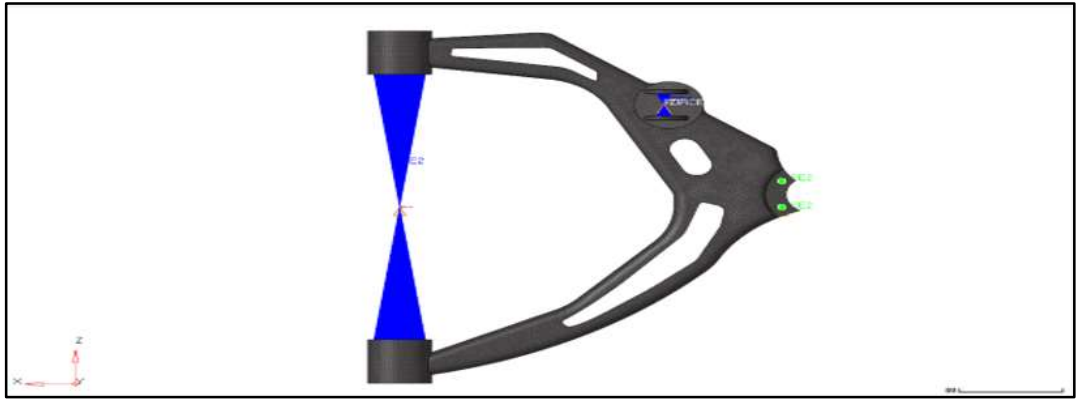
Şekil 4.37. Tekerlek bağlantı noktası kuvvet ataması

Parçaya amortisör bağlantı noktalarındaki iki delikten -Y yönünde 5N'luk kuvvet uygulanmıştır (Şekil 4.38).



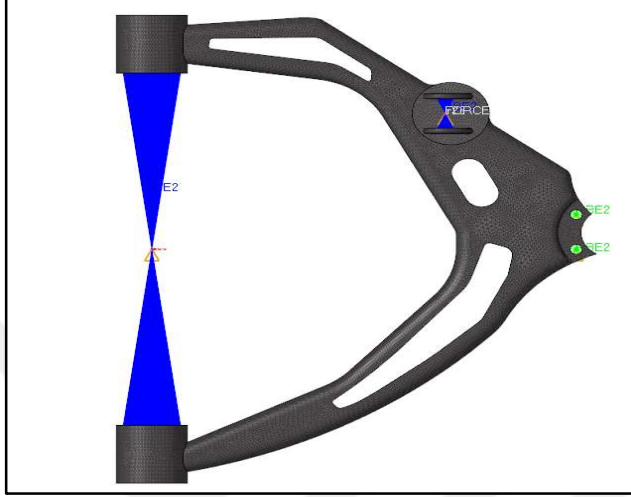
Şekil 4.38. Amortisör bağlantı noktası kuvvet ataması

Kasa bağlantı noktalarındaki iki delikten X yönünde 3000N'luk kuvvet tanımlanmıştır (Şekil 4.39).



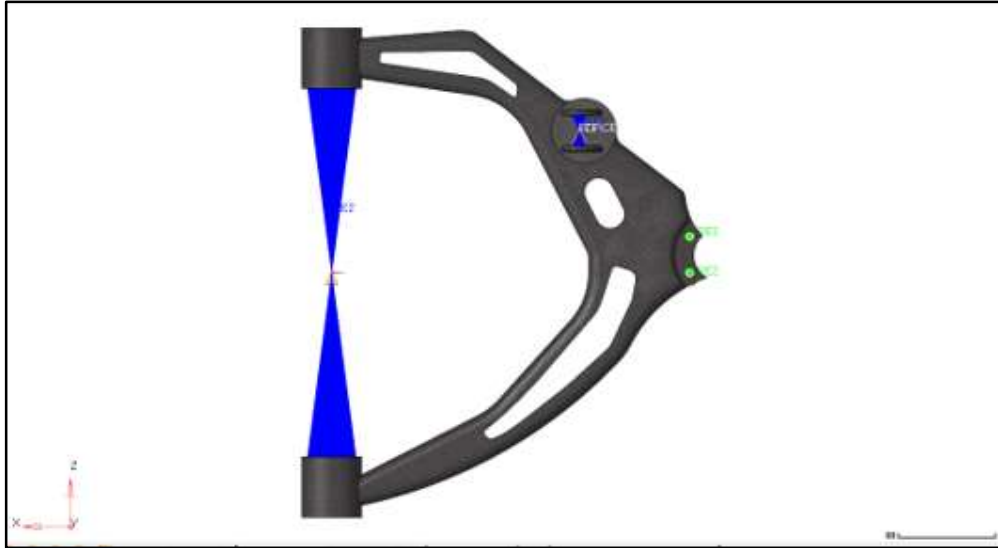
Şekil 4.39. Kasa bağlantı noktalarındaki kuvvet ataması

Kasa bağlantı noktalarındaki 2 delikten Y yönünde 10Nmm moment tanımlanmıştır (Şekil 4.40).



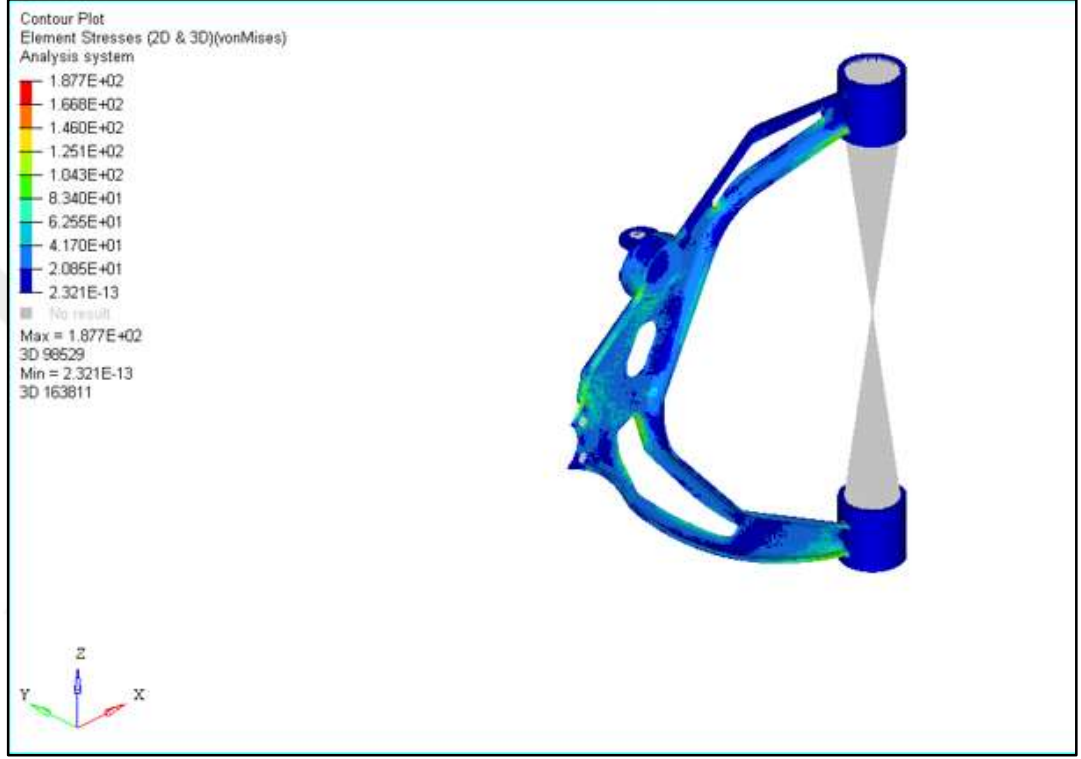
Şekil 4.40. Kasa bağlantı noktalarında moment ataması

Sınır şartları uygulanmış, kuvvet ve moment tanımlanmış parça Şekil 4.41 'de verilmiştir.



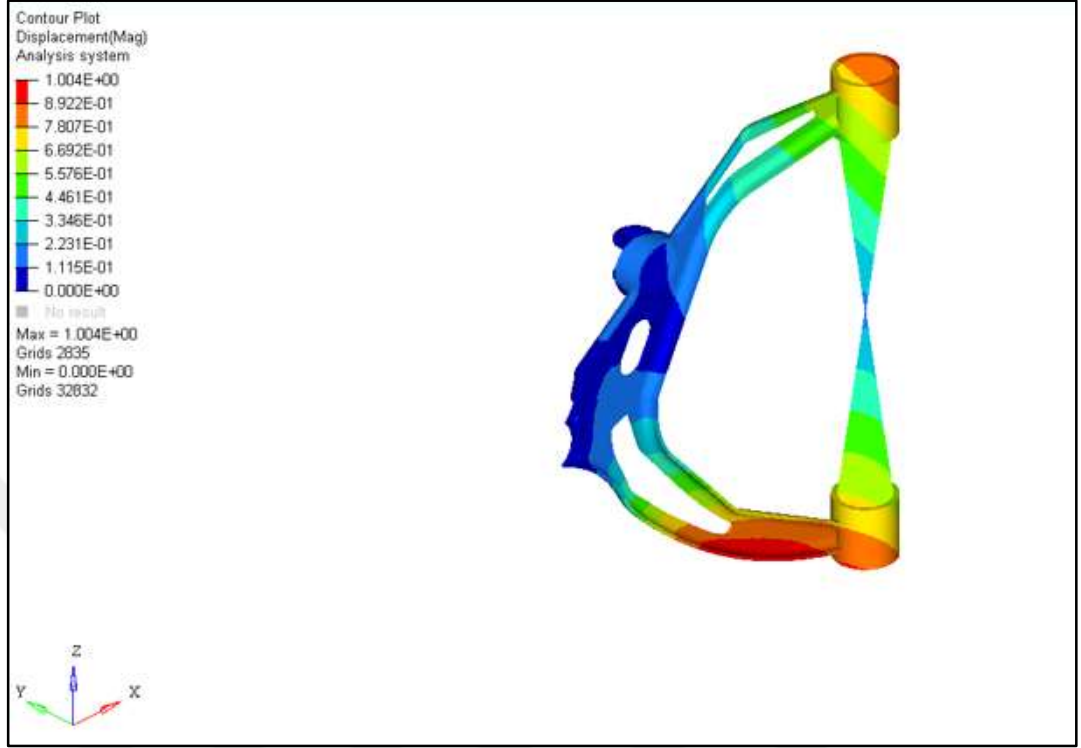
Şekil 4.41. Sınır şartları uygulanmış, kuvvet ve moment tanımlanmış parça

Statik analiz sonuçlarına göre, üçüncü optimize parçada maksimum gerilme 187,7MPa olarak tespit edilmiştir. Üçüncü optimize parça için statik analiz gerilme sonuçları Şekil 4.42 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.42. Üçüncü optimize parça statik analiz gerilme sonuçları

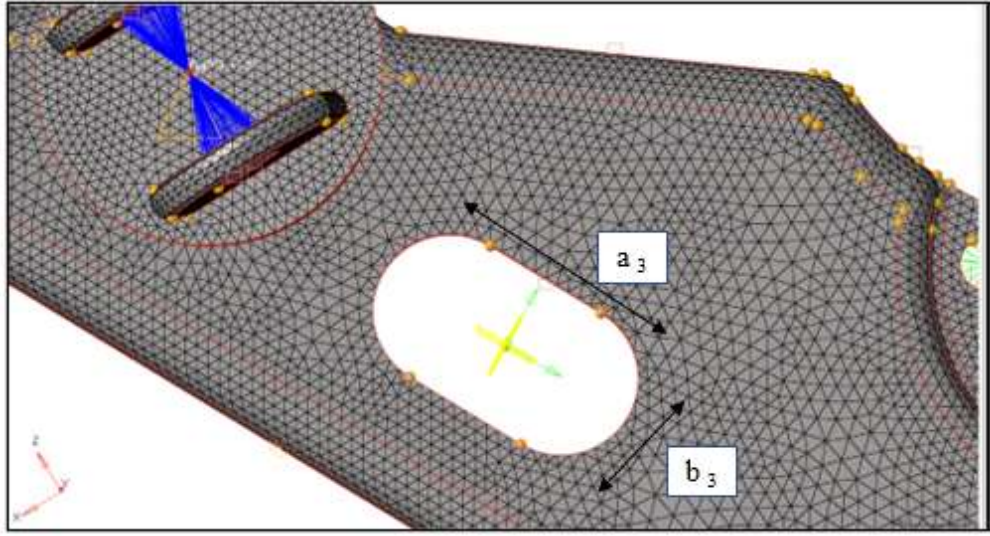
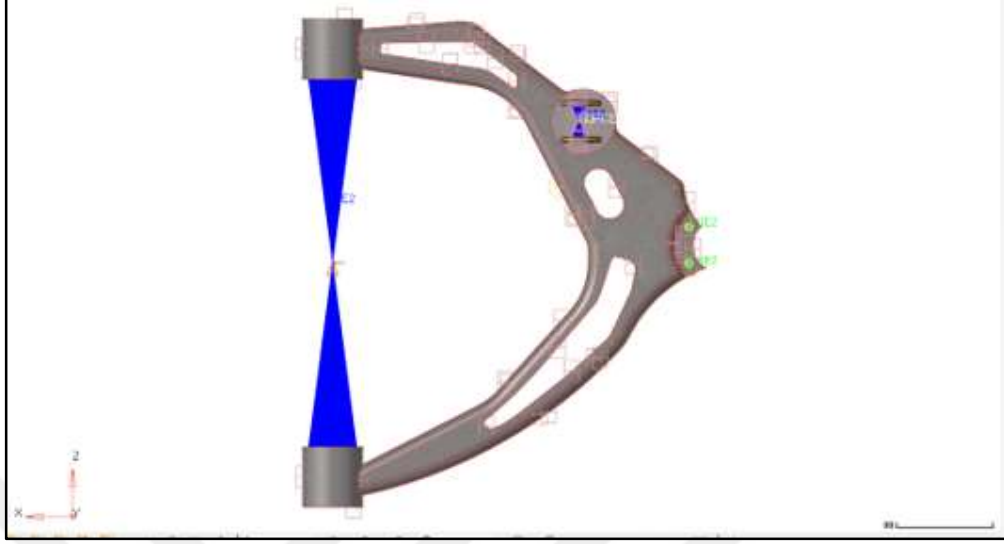
Statik analiz sonuçlarına göre, üçüncü optimize parçada maksimum yer değiştirme 1,004 mm olarak tespit edilmiştir. Üçüncü optimize parça için statik analiz yer değiştirme sonuçları Şekil 4.43 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.43. Üçüncü optimize parça statik analiz yer değiştirme sonuçları

4.3.2. Üçüncü optimize parça ile şekil analizi

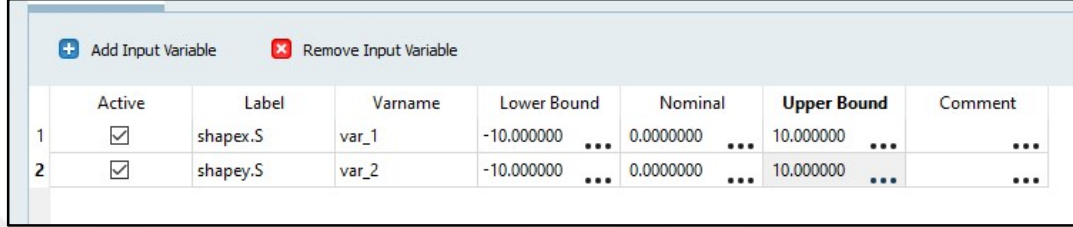
Y -1 olacak şekilde, pozitifte daraltma, negatifte genişletme işlemi gerçekleştirilmiş olup, Morph adımları Şekil 4.44, Şekil 4.45 ile verilmiştir.



Şekil 4.44., Şekil 4.45. Üçüncü optimize parça Morph işlem adımları

4.3.3. Üçüncü optimize parça Hyper Study çalışmaları

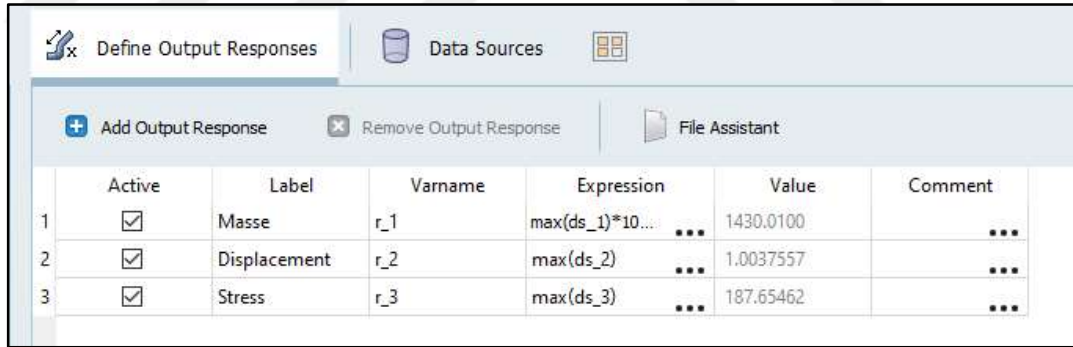
Şekil optimizasyonu değişkenleri (a, b) için alt sınır -10mm, üst sınır 10mm olarak seçilmiştir ve Şekil 4.46 ile gösterilmiştir.



	Active	Label	Varname	Lower Bound	Nominal	Upper Bound	Comment
1	<input checked="" type="checkbox"/>	shapex.S	var_1	-10.000000 ...	0.0000000 ...	10.000000
2	<input checked="" type="checkbox"/>	shapey.S	var_2	-10.000000 ...	0.0000000 ...	10.000000

Şekil 4.46. Hyper Study alt ve üst limitlerinin belirlenmesi

Üçüncü optimize parçanın ağırlık, gerilme ve yer değiştirme miktarları Şekil 4.47’de paylaşılmıştır.



	Active	Label	Varname	Expression	Value	Comment
1	<input checked="" type="checkbox"/>	Masse	r_1	max(ds_1)*10...	1430.0100	...
2	<input checked="" type="checkbox"/>	Displacement	r_2	max(ds_2)	1.0037557	...
3	<input checked="" type="checkbox"/>	Stress	r_3	max(ds_3)	187.65462	...

Şekil 4.47. Üçüncü optimize parçanın ağırlık, gerilme ve yer değiştirme miktarları

Strese göre kısıtlar belirlenirken; üçünü optimize parçaya göre (bkz. Şekil 4.47), ağırlıkta minimizasyon istenmiş ve gerilme için uygun kısıt girilmiştir (Şekil 4.48).

Ağırlık: Minimizasyon

Gerilme: $\leq 190\text{MPa}$

Active	Label	Varname	Objectives	Constraints	Evaluate From	Expression	Comment
<input checked="" type="checkbox"/>	Masse	r_1	Minimize		Fit 1 (fit_1)	max(ds_1)*1000...	...
<input checked="" type="checkbox"/>	Displacement	r_2			Fit 1 (fit_1)	max(ds_2)	...
<input checked="" type="checkbox"/>	Stress	r_3		<= 190.00000	Fit 1 (fit_1)	max(ds_3)	...

Şekil 4.48. Stres kısıtı tanımlanması

Genetik algoritma metodunda maksimum elli, minimum yirmi beş iterasyon tanımlanmış ve Şekil 4.49 ile gösterilmiştir.

Mode	Label	Varname	Details
<input type="checkbox"/>	Adaptive Response Surface Method	ARSM	
<input type="checkbox"/>	Global Response Search Method	GRSM	
<input type="checkbox"/>	Sequential Quadratic Programming	SQP	
<input type="checkbox"/>	Method of Feasible Directions	MFD	
<input checked="" type="checkbox"/>	Genetic Algorithm	GA	
<input type="checkbox"/>	Multi - Objective Genetic Algorithm	MOGA	Only multi-objective
<input type="checkbox"/>	Sequential Optimization and Reliability Assessment	SORA	Random design/parameter variables necessary
<input type="checkbox"/>	ARSM based SORA	SORA_ARSM	Random design/parameter variables necessary
<input type="checkbox"/>	Single Loop Approach	SLA	Random design/parameter variables necessary
<input type="checkbox"/>	System Reliability Optimization	SRO	Random design/parameter variables necessary
<input type="checkbox"/>	Xopt	xopt	User Defined

Maximum Iterations: 50
Minimum Iterations: 25
Population size: 54
Global search: 2
Constraint violation tol. (%): 0.500000
Type: Real
On failed evaluation: Ignore failed evaluations

Şekil 4.49. Genetik algoritma

Stres kısıtlarına göre; ana parça 1579 gramdan yaklaşık 1404 grama inerek, yaklaşık %11'lik bir hafifleme sağlanmıştır ve parça 175 gr optimize edilmiştir (Şekil 4.50)

Iteration Index	Evaluation	Iteration Reference	Condition
11	493	10	Feasible
12	493	10	Feasible
13	493	10	Feasible
14	493	10	Feasible
15	493	10	Feasible
16	557	10	Feasible
17	493	10	Feasible
18	548	10	Feasible
19	493	10	Feasible
20	548	10	Feasible
21	1162	20	Feasible
22	1162	20	Feasible
23	1162	20	Feasible
24	493	10	Feasible
25	1167	20	Feasible

Şekil 4.50. Strese göre optimum parçanın bulunması ve sonuç

Yer değiştirmeye göre kısıtlar belirlenirken; üçünü optimize parçaya göre (bkz. Şekil 4.47), ağırlıkta minimizasyon istenmiş ve yer değiştirme için uygun kısıt girilmiştir (Şekil 4.51).

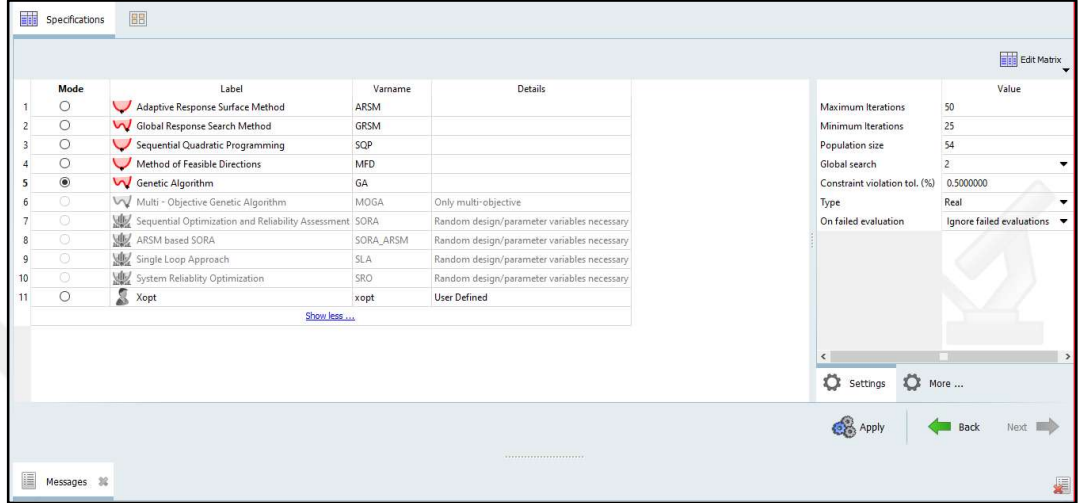
Ağırlık: Minimizasyon

Yer değiştirme: $\leq 1,2\text{mm}$

Active	Label	Vaname	Objectives	Constraints	Evaluate From	Expression	Comment
<input checked="" type="checkbox"/>	Masse	r_1	Minimize		Fit 1 (fit_1)	max(ds_1)*1000...	...
<input checked="" type="checkbox"/>	Displacement	r_2		≤ 1.2000000	Fit 1 (fit_1)	max(ds_2)	...
<input checked="" type="checkbox"/>	Stress	r_3			Fit 1 (fit_1)	max(ds_3)	...

Şekil 4.51. Yer değiştirme kısıtı tanımlanması

Genetik algoritma metodunda maksimum elli, minimum yirmi beş iterasyon tanımlanmış ve Şekil 4.52 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.52. Genetik algoritma

Yer değiştirme kısıtlarına göre; ana parça 1579 gramdan yaklaşık 1404 grama inerek, %11'lik bir hafifleme sağlanmıştır ve parça 175 gr optimize edilmiştir (Şekil 4.53)

	shapex.S	shapey.S	Masse	Displacemen	Stress	Objective 1	Constraint 1	Iteration Index	Evalu...erence	Iterati...erence	Conditio
11	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	11	493	10	Feasible
12	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	12	493	10	Feasible
13	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	13	493	10	Feasible
14	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	14	493	10	Feasible
15	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	15	493	10	Feasible
16	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	16	557	10	Feasible
17	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	17	493	10	Feasible
18	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	18	548	10	Feasible
19	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	19	493	10	Feasible
20	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	20	548	10	Feasible
21	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	21	1162	20	Feasible
22	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	22	1162	20	Feasible
23	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	23	1162	20	Feasible
24	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	24	493	10	Feasible
25	10.000000	10.000000	1404.9782	1.0577029	186.98792	1404.9782	1.0577029	25	1167	20	Feasible

Şekil 4.53. Yer değiştirmeye göre optimum parçanın bulunması ve sonuç

Çizelge 4.3. Ana parça ile üçüncü optimize parça ağırlık karşılaştırması

	Ana parça	Üçüncü Optimize Edilmiş Parça	Ağırlık Kazancı	Optimizasyon Oranı (%)
Ağırlık (gr)	1579,00	1405,00	174,00	11,02%



5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada, genetik algoritma yöntemi ile alt salıncak kolu için optimum tasarım yapılmıştır. Öncelikle tasarım kısıtları belirlenmiş ve parça üzerinde uygulanmıştır. Bu kısıtlara uyacak şekilde parçaya sonlu elemanlar analizi yapılmıştır ve izin verilen boşaltma bölgelerine göre boşaltmalar yapılarak üç farklı salıncak kolu tasarlanmıştır. Sonuçlar karşılaştırmalı olarak Çizelge 5.1’de paylaşılmıştır.

Çizelge 5.1. Karşılaştırmalı sonuçlar

	Ağırlık (kg)			Gerilme (MPa)		Yer değıştirme (mm)	
	Statik Analiz	Shape Analizi	Ağırlık Kazancı Oranı	Max Statik Analiz	Max Shape Analizi	Max Statik Analiz	Max Shape Analizi
Ana parça		1,579		242		1,526	
Optimizasyon 1	1,568	1,572	0,45%	235	226,046	1,509	1,4917
Optimizasyon 2	1,496	1,482	6,17%	178,2	177,57	0,9448	0,9586
Optimizasyon 3	1,430	1,405	11,02%	187,7	186,98	1,004	1,057

Ana parça için ağırlık 1,579 kg olarak hesaplanmıştır. Statik analiz sonuçlarına göre; maksimum gerilme miktarı 242MPa olup, maksimum yer değıştirme miktarı 1,526 mm’dir.

Birinci optimize parça için, optimizasyon adımlarında ağırlığın minimize edilmesi istenmiş olup, maksimum gerilme 225MPa ve maksimum yer değıştirme 1,5mm olarak tanımlanmıştır ve birinci optimize parçada yalnızca %0,44 hafifletme sağlanmıştır.

İkinci optimize parça için, optimizasyon adımlarında ağırlığın minimize edilmesi istenmiş olup, maksimum gerilme 190MPa olarak verilmiş, yer değıştirme için kısıt tanımlanmamıştır. Bulunan optimum tasarım, bu şartları sağlamaktadır ve ana parça tasarımına göre %6,17 daha hafiftir.

Üçüncü optimize parça için, optimizasyon adımlarında ağırlığın minimize edilmesi istenmiş olup, maksimum gerilme 190MPa ve maksimum yer değıştirme 1,2mm olarak tanımlanmıştır. Bulunan optimum tasarım, bu şartları sağlamaktadır ve ana parça tasarımına göre de %11,02 daha hafiftir.

Yapılacak farklı analizlerle girilecek malzeme değerleri ve tanımlanan mesh uygulamalarına göre çıkacak sonuçlar farklılıklar gösterebilir. Farklı malzeme ve mesh tanımlamaları ile analizler genişletilebilir. Mesh kalitesini arttırmak, daha yakınsanmış sonuçlar elde etmeye olanak sağlayabilir.

Literatür araştırmaları, sonlu elemanlar analizi ve yapısal analiz yöntemleri ile optimizasyon çalışmalarını yapılabileceğini göstermektedir. Çalışmada karşımıza çıkan sonuçlar, genetik algoritma yöntemi ile optimum tasarıma ulaşabildiğimizi göstermiştir.

KAYNAKLAR

- Alt Salıncak Kolu Nedir? (2020, 02 Mayıs). Web Sayfası. Erişim adresi (05 Aralık 2021): <https://www.motordersi.com/alt-salincak-kolu-nedir/>
- Altair University Hyper Units. (t.y.). Web Sayfası. Erişim adresi: https://www.altairuniversity.com/wp-content/uploads/2012/04/Student_Guide_55-57.pdf
- Altair University Hypermesh Tutorial. (t.y.). Web Sayfası. Erişim adresi: <https://altairuniversity.com/>
- Arora, J. (2004). *Introduction to optimum design*. Elsevier. <https://www.sciencedirect.com/book/9780120641550/introduction-to-optimum-design>
- Hatipoğlu, M. (2015). *Topology optimization method and automotive bracket optimization*. (Tez No. 393035) [Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi] <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezSorguSonucYeni.jsp>
- Huawang, S. (2016). Compressive Strength-Prediction Model for Coal Gangue Concrete via Genetic Algorithm Theory and Support Vector Machine. *International Journal of Earth Sciences and Engineering*, 9(2), 534-540. <http://isolar.info/index.php/Cafet-IJEE/article/view/169565/157061>
- Hutton, D. V. (2004). *Fundamentals of finite element analysis*. McGraw-hill. https://www.academia.edu/37959207/Fundamentals_of_finite_elements_David_V_Hutton
- Jubri, M. F. (2015). Design and development of a car suspension lower arm. *University Malaysia Pahang*. <https://www.studocu.com/row/document/addis-ababa-university/sustainable-design/designand-developmentof-car-suspension-lower-arm/4967068>
- Kaya, N. (t.y.). Nümerik analiz ve optimizasyon teknikleri. Yayımlanmamış ders notu, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Uludağ Üniversitesi, Bursa. Erişim adresi: <https://ukey.uludag.edu.tr/Home?ReturnUrl=%2f>
- Kumar, S. A., Balaji, V., Balachandar, K., & Kumar, D. P. (2016). Analysis and optimization of lower control arm in front suspension system. *International Journal of Chemical Sciences*, 14(2), 1092-1098. <https://www.tsijournals.com/abstract/analysis-and-optimization-of-lower-control-arm-in-front-suspension-system-10591.html>
- Salıncak Değişimi. (2021, 09 Mart). Web Sayfası. Erişim adresi (05 Aralık 2021): <https://www.pratikaraba.com/salincak-degisimi.html>
- Salıncak Nedir ve Nasıl çalışır? (2021, 24 Şubat). Web Sayfası. Erişim adresi (05 Aralık 2021): <https://otolye.com/blog/salincak>
- Trailing-arm suspension. (2021, 26 Ocak). Vikipedi içinde. https://en.wikipedia.org/wiki/Trailing-arm_suspension
- Yıldız, A. R., Kaya, N., & Öztürk, F. (2003). Taşıt elemanlarının optimum topoloji yaklaşımı ile tasarımı. *Mühendis ve Makina*, 44(516), 23-28. https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/84b6fbb10729ed4_ek.pdf

Yıldız, A. R. (2017). Taşıt elemanlarının yapısal optimizasyon teknikleri ile optimum tasarımı. *Politeknik Dergisi*, 20(2), 319-323. doi: 10.2339/2017.20.2 319-323 <https://dergipark.org.tr/tr/pub/politeknik/issue/33083/368160>
Yıldız, A. R. (2018). Taşıt tasarımı ve imalatında özel konular. Yayımlanmamış ders notu, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Uludağ Üniversitesi, Bursa.
Erişim adresi: <https://ukey.uludag.edu.tr/Home?ReturnUrl=%2f>

