



T.C.  
Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü

ARAÇ YÖNLENDİRME ELEMANININ  
YAPISAL TASARIM OPTİMİZASYONU

Kaan DEMİRBİLEK

Yüksek Lisans Tezi

**ARAÇ YÖNLENDİRME ELEMANININ YAPISAL  
TASARIM OPTİMİZASYONU**

**Kaan DEMİRBİLEK**



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARAÇ YÖNLENDİRME ELEMANININ YAPISAL TASARIM  
OPTİMİZASYONU**

**Kaan DEMİRBİLEK**  
0000-0002-9873-0321

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK  
0000-0001-5767-8312

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS  
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

## TEZ ONAYI

Kaan DEMİRBİLEK tarafından hazırlanan "ARAÇ YÖNLENDİRME ELEMANININ YAPISAL TASARIM OPTİMİZASYONU" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK  
0000-0001-5767-8312

**Başkan** : Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK  
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı  
0000-0001-5767-8312

İmza 

**Üye** : Prof. Dr. Necmettin KAYA  
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
0000-0002-8297-0777

İmza 

**Üye** : Dr. Öğr. Üyesi İsmail ÖZTÜRK  
Pamukkale Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi,  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı  
0000-0003-2641-5880

İmza 

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin AKSEL EREN  
Enstitü Müdürü

..../..../..../

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

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanması 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.**

**25/10/2019**

**Kaan DEMİRBİLEK**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ARAÇ YÖNLENDİRME ELEMANININ YAPISAL TASARIM OPTİMİZASYONU

**Kaan DEMİRBİLEK**

Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Formula SAE, uluslararası üniversite öğrencilerinin tasarladıkları tek kişilik ufak yarış arabalarının yarıştığı, uluslararası otomotiv mühendisleri derneğinin desteklediği bir mühendislik yarışmasıdır. 20 yılı aşkın bir süredir yapılmaktadır. Mühendislik öğrencileri yarış arabalarını tasarımından yapım aşamasına ve sürüşüne kadar tamamen kendileri yapmaktadırlar. Yarışmada başarılı olmak için hızlı, hafif ve dayanıklı araç tasarlamaktır.

Bu tez çalışmasında, Formula SAE aracının hareketi açıyla değişmesini sağlayan Araç Yönlendirme Krank'ın daha hafif ve dış yüke daha dayanıklı hale gelecek şekilde yeniden tasarlanmıştır. Bunun için optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. Optimizasyon sürecinde ilk olarak yapısal tasarım(topoloji) optimizasyonu yapılarak parçanın optimum genel hatları elde edilmiştir. Bu tasarımı iyileştirmek için ise şekil optimizasyonu yapılarak en uygun tasarım elde edilmiştir. Optimizasyon sürecinde sonlu elemanlar modelleme de HyperMesh, yapısal tasarım optimizasyonunda ve analizlerde Optistruct, şekil optimizasyonu için HyperStudy ve sonuç incelemede ise HyperView adlı yazılım programları kullanılmıştır. Analizler sonucunda optimizasyonu yapılmış parça, 7000 serisi Alüminyum malzemeden üretilmiş ve hidrolik pistonlu test ünitesi üzerinde belli aralıklarla fiziksel yükleme testleri yapılmıştır. Zamana bağlı olarak kuvvet ve yer değiştirme grafikleri elde edilmiştir. Parça kalıcı deformasyona uğrayana kadar testlere devam edilmiştir. Deformasyon alanına girmiş parça üç boyutlu tarama ile ölçülmüş ve sapmaları hesaplanmıştır. Bunun sonucunda optimizasyonun gayet makul ve kullanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Yapısal Tasarım, Optimizasyon, Ağırlık Azaltılması, Araç Yönlendirme Krankı

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

### **TOPOLOGY DESIGN OPTIMIZATION OF VEHICLE STEERING PART**

**Kaan DEMİRBILEK**

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

**Supervisor:** Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Formula SAE is an engineering competition supported by the international automotive engineer's association where small single-race cars designed by international engineering students. It has been organized for over 20 years. Engineering students build the race cars completely themselves from design to construction and driving. Key point of success in the competition is to design a fast, light and durable vehicle.

In this thesis, the Formula SAE has been redesigned to make Bell Crank lighter and more resistant to external load, allowing the movement to be changed at an angle. Optimization methods have been used for this purpose. In the optimization process, firstly the topology optimization was performed and the optimum outline of the part was obtained. In order to improve this design, the most suitable design was obtained by size optimization. In the optimization process, HyperMesh was used in finite element modeling, Optistruct was used in topology optimization and analysis, HyperStudy was used for size optimization and HyperView software was used in the results analysis. As a result of the analysis, the optimized part is made of 7000 series Aluminum material and physical loading tests are performed on the hydraulic piston test unit at regular intervals. Force and displacement graphs were obtained based on time. The tests were continued until the part underwent permanent deformation. The part that entered the deformation area was measured by three-dimensional scanning and its deviations were calculated. As a result, it was concluded that optimized material was very reasonable and usable.

**Key words:** Topology Based Design, Optimisation, Weight Reduction, Vehicle Steering Crank Part

## TEŞEKKÜR

Tezimi hazırlarken değerli bilgi ve birikimlerini esirgemeyen sayın hocam Prof.Dr. Ferruh Öztürk'e teőekkürlerimi sunarım.

Yardımlarından dolayı sayın Ar.Gör. Emre İsa Abak'a teőekkürlerimi sunarım.

Deneyisel çalışmalarında yardımlarını esirgemeyen ve gerekli her türlü desteği sağlayan BRUSA Koltuk ve İç Trim San. Tic. A.Ő. teőekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans sürecinde her türlü sıkıntı ve sevincimde yanımda olan sevgili aileme teőekkürlerimi sunarım.

Kaan DEMİRBİLEK  
25/10/2019



## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	vii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Optimizasyon.....	4
2.1.1. Optimizasyonun Matematiksel Tanımı.....	4
2.1.2. Yapısal Tasarım Optimizasyonu.....	5
2.1.3. Şekil Optimizasyonu ve Genetik Algoritma Yöntemi.....	10
2.2. Sonlu Elemanlar Metodu.....	13
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	15
3.1. Mevcut Durumun Analizi.....	15
3.2. Tasarım Hacminin Oluşturulması.....	18
3.3. Araç Yönlendirme Elemanının Yapısal Tasarım Optimizasyonu.....	19
3.4. Optimizasyon Çıktısına Göre Tasarım Hipotezinin Oluşturulması.....	20
3.5. Araç Yönlendirme Krankının Şekil Optimizasyonu.....	21
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	24
4.1. Fiziksel Yükleme Test Yöntemi.....	24
4.2. Sonlu Elemanlar Analizi (FEA).....	26
4.3. Fiziksel Yükleme Testleri ve Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	28
5. SONUÇ.....	37
KAYNAKLAR.....	38
EKLER.....	40
EK 1. Fiziksel Test Kuvvet-Yük-Zaman Raporları.....	41
EK 2. 3D Ölçüm Raporu.....	61
ÖZGEÇMİŞ.....	63

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
f	Amaç fonksiyonu
w	Kısıt fonksiyonu
z	Kısıt fonksiyonu
x	Tasarım parametreleri

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
BESO	Bi-directional Evolutionary Structural Optimization
FEA	Finite Elements Analysis
Kg	Kilogram
MPa	Mega Pascal
N	Newton
SAE	Society of Automotive Engineers
SIMP	Solid Isotropic Material with Penalization

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 1.1. Uludağ Üniversitesi Formula SAE Aracı .....	1
Şekil 1.2. Uludağ Üniversitesi aracında yönlendirme krankının bulunduğu yer .....	2
Şekil 1.3. Optimizasyon öncesi araç yönlendirme krankının 3 boyutlu çizimi .....	3
Şekil 2.1. Örnek kirişin optimize edilmiş malzeme düzeni .....	6
Şekil 2.2. Elastikiyet modülü ve yoğunluğa göre optimizasyon çözümlenmesi grafiği ..	7
Şekil 2.3. Bilgisayarda SIMP Yöntemi uygulama akış seması .....	8
Şekil 2.4. Bilgisayarda BESO Yöntemi akış şeması.....	10
Şekil 2.5. Genetik Algoritma Akış Diyagramı.....	12
Şekil 3.1. Mevcut araç yönlendirme krankının montaj durumu.....	15
Şekil 3.2. Mevcut araç yönlendirme krankının analiz koşulları .....	17
Şekil 3.3. Mevcut araç yönlendirme krankının analiz çıktıları .....	18
Şekil 3.4. Tasarım hacminin oluşturulması .....	18
Şekil 3.5. Yapısal tasarım optimizasyon koşulları .....	19
Şekil 3.6. Yapısal tasarım optimizasyonu çıktısı .....	20
Şekil 3.7. Optimizasyon sonrası yeni tasarım hipotezi .....	20
Şekil 3.8. Şekil optimizasyonu için 7 farklı tasarım değişkeni .....	21
Şekil 3.9. Şekil optimizasyonu çıktılarına göre tasarlanan parçanın FEA analizi .....	23
Şekil 4.1. Tasarımın 7000 seri Alüminyum ile üretilmiş numunesi.....	25
Şekil 4.2. Araç yönlendirme krankının fiziksel yükleme testi yapılışı .....	25
Şekil 4.3. Araç yönlendirme krankının fiziksel testlere uyarlanmış analiz koşulları.....	26
Şekil 4.4. Gerilme-Şekil değişimi eğrisi.....	27
Şekil 4.5. Numunenin fiziksel yükleme testinde 300 kg'a kadar yük grafiği .....	28
Şekil 4.6. Parçanın 3000N yük altındaki analiz sonuçları .....	29
Şekil 4.7. Numunenin fiziksel yükleme testinde 450 kg'a kadar yük grafiği .....	29
Şekil 4.8. Parçanın 4500N yük altındaki analiz sonuçları .....	30
Şekil 4.9. Numunenin fiziksel yükleme testinde 600 kg'a kadar yük grafiği .....	30
Şekil 4.10. Parçanın 6000N yük altındaki analiz sonuçları .....	31
Şekil 4.11. Numunenin fiziksel yükleme testinde 750 kg'a kadar yük grafiği.....	31
Şekil 4.12. Parçanın 7500N yük altındaki analiz sonuçları.....	32
Şekil 4.13. Alt parçanın 3 boyutlu tarama yöntemi ile ölçüm sonucu .....	32
Şekil 4.14. Üst parçanın 3 boyutlu tarama yöntemi ile ölçüm sonucu .....	33
Şekil 4.15. Fiziksel yükleme testi kanca bağlantı sistemi .....	34
Şekil 4.16. Parçanın 9000N yük altındaki analiz sonuçları .....	35
Şekil 4.17. Numunenin fiziksel yükleme testinde 900 kg'a kadar yük grafiği .....	35
Şekil 4.18. Analiz sonucu ve kırılma noktası karşılaştırılması .....	35

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 3.1. Şekil optimizasyonu sonrası tasarım değişkenleri çıktısı .....	22
Çizelge 3.2.Optimizasyonun ve Sonlu elemanların Gerilme ve Ağırlık karşılaştırma çizelgesi.....	23
Çizelge 4.1. 7075-T6 Alüminyum malzeme mekanik özellikleri.....	27

## 1. GİRİŞ

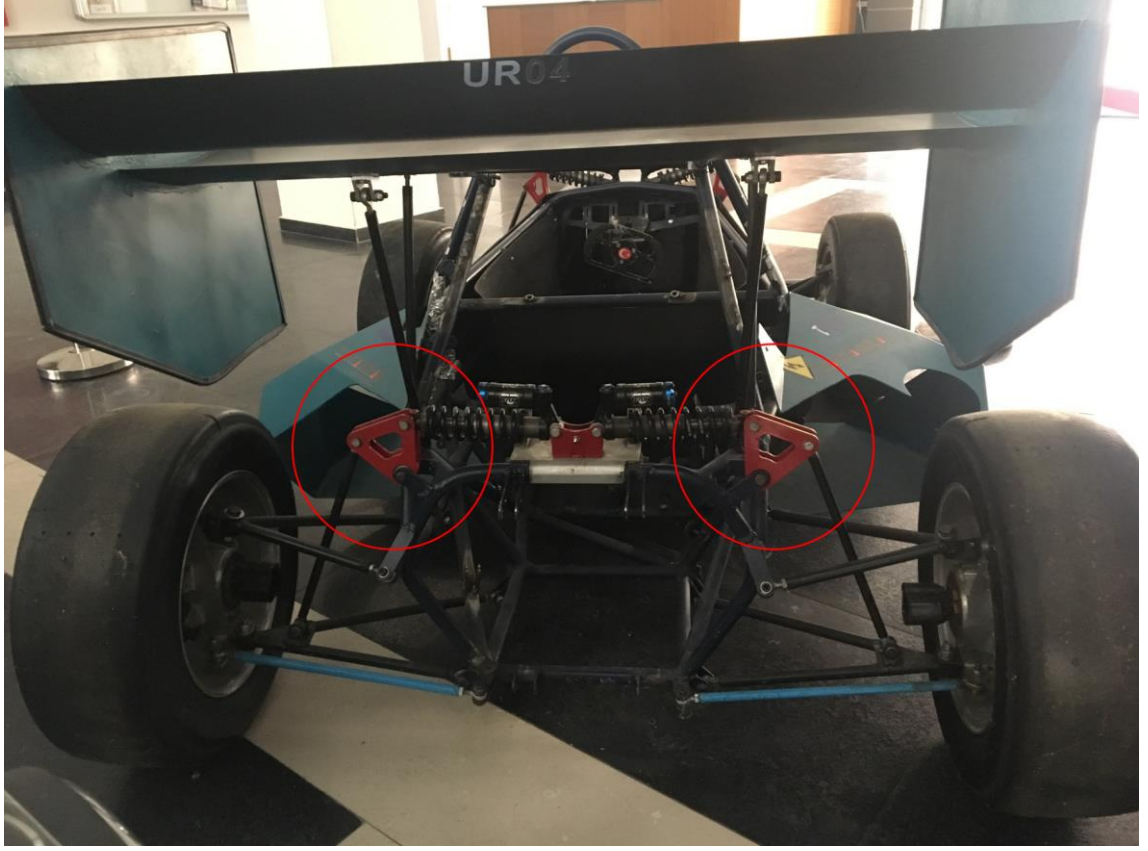
Uluslararası otomotiv mühendisleri odası tarafından gerçekleştirilen Formula SAE ( Society of Automotive Engineers.), dünya çapında ve üniversitelerin mühendis öğrencilerine yönelik bir yarışmadır.



Şekil 1.1. Uludağ Üniversitesi Formula SAE aracı

Bu yarışmada öğrenciler kurdukları takımla tamamen kendilerinin tasarladıkları ve yaptıkları küçük, formula araçlarına benzer tek kişilik yarış arabalarını yarıştırmaktadırlar. Ülkemizde birçok üniversite bu yarışmaya katılmaktadır. Şekil 1.1. de Uludağ üniversitesinin mühendislik öğrencileri tarafından tasarlanıp yapılan araç görülebilir. Yarışma heyeti yarışmayı bitirme sıralaması haricinde, yarışma tasarım ve üretim teknikleri kullanımını puanlamaktadır. Öğrenciler ülkemizi temsil etmenin yanında mühendislik bilgi ve uygulama tekniklerini pekiştirip geliştirmektedirler.

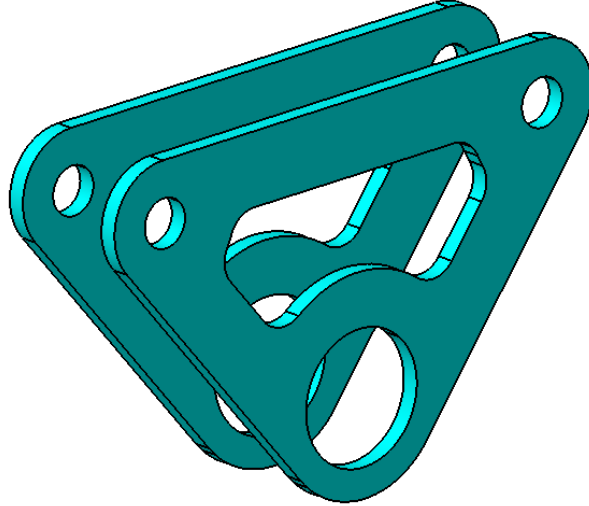
Araç yönlendirme krankı araçların süspansiyon sisteminde bulunan ve 0 ile 360° serbestlik ile hareketin yönünü değiştiren parçadır. Şekil 1.2. de örnek olarak bir Formula SAE aracında araç yönlendirme krankının kullanıldığı yer görülebilir.



**Şekil 1.2.** Uludağ Üniversitesi Formula SAE aracında yönlendirme krankının bulunduğu yer

Bu tez çalışmasında, mevcut tasarımı Şekil 1.3 de görülen araç yönlendirme krankı optimizasyon yöntemleriyle daha hafif ve daha çok yük kaldırabilecek şekilde yeniden tasarlanmıştır. Öncelikle yapısal tasarım optimizasyonu ile parçanın yeni tasarım hipotezi belirlenmiş olup, sonrasında da şekil optimizasyonu ile parça en uygun ve hafif hale getirilmiştir. Optimizasyon öncesi ağırlığı 44 gram olan parça, optimizasyon sonrası %35 azaltılarak 29 grama düşürülmüştür ve parça üzerindeki maksimum stress değeri 256Mpa hesaplanarak kabul edilebilir değerin altında çıkmıştır. Buradan hem ağırlığın makul seviyede azaltılması haricinde parçanın istenilen mukavemeti sağlayabileceğini ve araçta görevini fazlasıyla yapabileceği gözlenmiştir. Yazılımlarla sonlu elemanlar analizi yapılmış parçanın prototipi 7000 serisi alüminyum malzemedен üretilerek fiziksel testleri yapılmıştır ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Araç yönlendirme krankının üst bağlantı noktası z ekseninde dairesel dönecek şekilde test aparatı oluşturulmuştur. Alt bağlantı noktalarından kuvvet uygulanması için pistonlara bağlanmıştır. Testler sonucunda

belirlenen farklı kuvvetler için zamana bağı kuvvet grafikleri elde edilerek analiz sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulama yapılmıştır.



**Şekil 1.3.** Optimizasyon öncesi araç yönlendirme krankının 3 boyutlu çizimi

Formula SAE aracı üzerinde araç yönlendirme krankı için belirlenen maksimum kuvvet olan 3020 N’ da parçanın istenilen mukavemeti sağladığı ve kalıcı deformasyon sınırlarına girmediği analizlerde ve fiziksel testlerde doğrulanmıştır.

Optimum tasarımı yapılan parçaya sırası ile analiz ve fiziksel test ünitesinde 3000 N, ,4500 N, 6000 N, 7500 N, 9000 N kuvvetleri uygulanmıştır. Analizlerde 7500 N dan sonra deformasyon sürecine girdiği görülen parçaya fiziksel testler de uygulanarak yapılan çalışmanın sonucu teyit edilmiştir. 7500 N da oluşan deformasyon değerini, analiz sonuçları ile karşılaştırmak için testten çıkmış parçanın üç boyutlu tarama yöntemi ile ölçümü yapılmış olup, analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda araç yönlendirme krankının yeni tasarımının istenilen mukavemeti karşıladığı hem bilgisayar destekli analiz ile hem de fiziksel testler ile kanıtlanmıştır.

## 2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tezin bu bölümünde Formula Sae aracında kullanılan araç yönlendirme krankının ağırlık azaltmasında kullanılan yöntemler işlem adımları sırası ile literatürde yer alan genel bilgiler yer verilmiş ve açıklanmıştır.

### 2.1 Optimizasyon

Optimizasyon, insanlığın mükemmellik için ihtiyaç duyduğu kavramdır. Optimizasyon işlemi farklı alanlarda farklı uygulamalarla yapılır. Günlük yaşamda yapılan aktivitelerin çoğunluğun temelinde optimizasyon vardır. Mühendislikte ise, mevcut kaynaklarla mümkün olabilecek en kaliteli, en iyi ürünü tasarlamayı ve üretmeyi hedeflemektedir. Bunun için, tasarım da yazılım programları, üretiminde uygun teknolojik araçlar kullanılır.

Optimizasyon metotları başlangıçta ikinci dünya savaşında Amerikan hava kuvvetlerinin uzun mesafe bombardıman uçaklarının saldırı operasyonları için ortaya çıkmıştır. Savaştan sonra endüstriyel üretimlerde kullanılmış 1987 de Dantzig ve diğerleri tarafından yayınlanan makale ile birlikte, bilgisayar kullanımının yaygınlaşması sayesinde optimizasyon metotları da yaygınlaşmaya başlamıştır. 1990 ve 2000’li yıllarda analiz programlarının gelişmesi ile büyük ölçekli optimizasyon uygulamaları yapılmıştır. Bu da sanayinin gelişmesini katlanarak arttırmıştır. Kısaca özetlemek gerekirse, yapısal tasarım optimizasyonu, parçanın dış boyutu ve rijitliği değişmeyeceği şekilde iç kısmının boşaltılmasıdır.

#### 2.1.1. Optimizasyonun Matematiksel Tanımı

Matematiksel olarak ifade etmek gerekirse, optimizasyon belirli koşullar altında bir amaç fonksiyonunun  $f(x)$  minimum veya maksimum yapma işlemidir. Koşullar ise;

$$w_i(x) \leq 0 \quad i=1, l \text{ eşitsizlik kısıtları} \quad (2.1)$$

$$z_j(x) = 0 \quad j= 1, m \text{ eşitlik kısıtları} \quad (2.2)$$



$$x_k^m \leq x \leq x_k^l \quad k= 1, n \text{ yan kısıtları} \quad (2.3)$$

$$x = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n \end{Bmatrix} \quad \text{Tasarım değişkenleri} \quad (2.4)$$

Yan kısıt fonksiyonları, tasarım değişkenleri  $x$  üzerinde sınırı belirlemeye yarar. Eğer eşitlik kısıtları (2.2)  $x$ 'in açık fonksiyonları ise tasarım değişkenlerinin sayısını azaltmak için kullanılabilir.( Poyraz, M. 2004)

Amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonları,  $X$ 'in açık ve kapalı fonksiyonları olabilecekleri gibi doğrusal veya doğrusal olmayan fonksiyonları da olabilirler. Kısıt sınırlarının içerisinde kalan tasarım alanı uygulanabilir olarak adlandırılır. ( Poyraz, M. 2004)

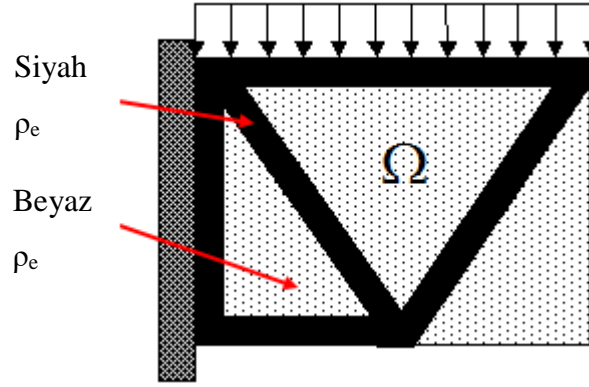
Optimizasyon metodları başlangıçta ikinci dünya savaşında Amerikan hava kuvvetlerinin uzun mesafe bombardıman uçaklarının saldırı operasyonları için ortaya çıkmıştır. Savaştan sonra endüstriyel üretimlerde kullanılmıştır(Simplex metodu Dantzig ve diğerleri.1987). Önceleri lineer çalışmalarla başlasa da sonra nonlinear çalışmalar yapılmıştır. 1980 yıllarda bilgisayar kullanımının yaygınlaşması sayesinde optimizasyon metodları da yaygınlaşmaya başlamıştır. 1990 ve 2000 li yıllarda analiz programlarının gelişmesi ile büyük ölçekli optimizasyon uygulamaları yapılmıştır.

### 2.1.2. Yapısal Tasarım Optimizasyonu

Yapısal tasarım optimizasyonu, en yaygın olarak kullanılan parçanın dış boyutu ve rijitliği değişmeyeceği şekilde iç kısmının boşaltılması ile yapılan optimizasyon türüdür. 1970'lerin sonunda bilgisayarların gelişmesiyle ilk olarak Bendose ve Kikuchu tarafından geliştirilmiştir. Tasarımın başlangıcında optimum seviyede malzeme dağılımını tahmin etmek için tasarımın ilk aşamasında kullanılır. Fonksiyonel parametrelere göre sınırlamalar dikkate alınır.

Yapısal tasarım optimizasyonunun bir sürü değişik matematiksel yöntemi vardır ve teknolojinin gelişmesi ile gelişmektedir. Bunlar, SIMP ( Solid Isotropic Material with Penalization) yöntemi, BESO ( Bi-directional Evolutionary Structural Optimization) yöntemi , Malzeme Bulutu Yöntemi ve Level set yöntemidir. Bu tezde, en yaygın olarak kullanılan SIMP yöntemi kullanılmıştır.

SIMP yöntemi Türkçeye çevirirsek, cezalandırma faktörü ile katı isotropik mikro yapılar yöntemi denilebilir. Bu yöntemde göre, bir alanın, izotropik katı mikro yapıları olan sonlu elemanların bir ızgarasına ayrıştırılmasıdır. Bu ızgaraya doldurulması gereken alan malzemeye doldurulur. Boşaltılabilecek alan ise boşaltılır. Örneğin, Şekil 2.1. bir kirişin optimize edilmiş malzeme düzenini gösterir.



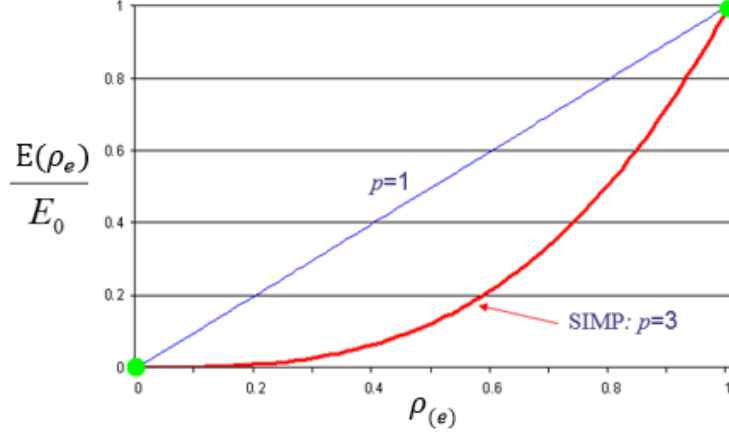
**Şekil 2.1.** Örnek kirişin optimize edilmiş malzeme düzeni (Anonim 2019, Solidworks reference guide)

Buradaki siyah  $\rho_e$  gerekli katı elemanların yoğunluğudur ve yoğunluğu 1 ve beyaz olan  $\rho_e$  ise yoğunluğu 0 olan geçersiz elemanların yoğunluğudur. Bunlar çıkarılır.  $\Omega$  ise, genel yoğunluk dağılımıdır.

Malzemenin görece yoğunluğu değişebildiğinden, her elemanın elastikiyet sürekli modülü değişebilir. Buna göre,

$$E(\rho_e) = \rho_e^p E_0 \quad (2.5)$$

Burada E elastikiyet modülüdür.  $E_0$ , atanan izotropik malzemenin modülüdür. p ise SIMP'in özelliği olan cezalandırma faktörüdür.  $\rho_{min}$ , sıfırdan büyük boş elemanlar için izin verilen minimum göreceli yoğunluk değeridir. Bu yoğunluk değeri sonlu eleman analizinin sayısal kararlılığını sağlar.

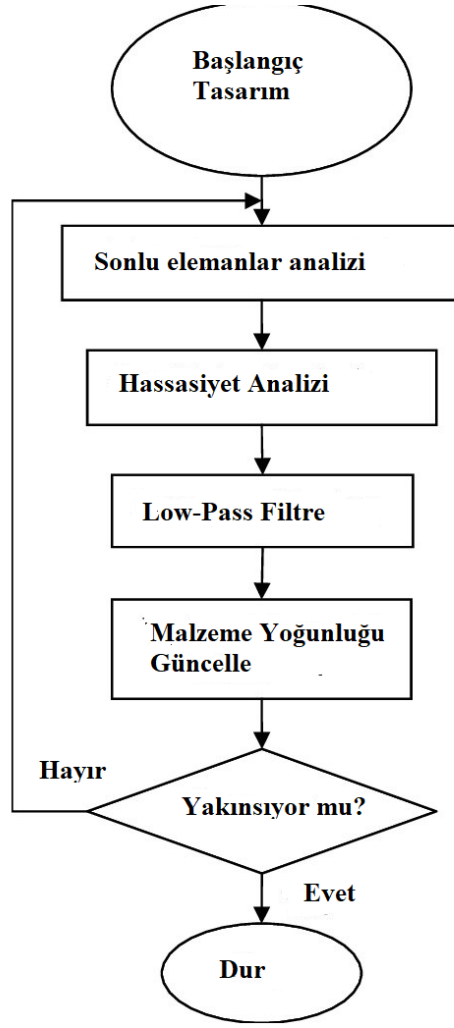


**Şekil 2.2.** Elastikiyet modülü ve yoğunluğa göre optimizasyon çözümlenmesi grafiği (Anonim 2019, Solidworks reference guide)

Örneğin, ceza faktörünü 3 aldığımızda Şekil 2.2 deki gibi optimizasyona uygun olduğu görülecektir. Çünkü ceza faktörü siyah  $\rho_e$  beyaz olana yani sıfıra yaklaştıracaktır. Elemanın malzeme elastikiyetinde azalma, sertliğin azalmasına da sebep olur. Buna göre eleman sertlik matrisi;

$$K_{SIMP(\rho)} = \sum_{e=1}^N [\rho_{min} + (1 - \rho_{min}) \rho_e^p] K_0 \quad (2.5)$$

Bulunur. Üsteki matematiksel tanımlama harici, günümüzde bilgisayar tarafından hesaplamayla yapılmaktadır.



**Şekil.2.3.** Bilgisayarda SIMP Yöntemi uygulama akış seması(Rozvany, G. 2000)

Şekil.2.3. SIMP yönteminin bilgisayarda nasıl akış yöntemiyle uygulandığı gösterilmektedir. Öncelikler tasarımın sonlu elemanlar analizi uygulanır. Daha sonra hassasiyet analizi uygulanır. Low-Pass filtreden de geçtikten sonra malzeme yoğunluğu güncellenir. Eğer yakınsama varsa yöntem durdurulur. Fakat yakınsamıyorsa tekrar sonlu elemanlar analizi baştan yapılarak yine aynı düzende şema uygulanır.

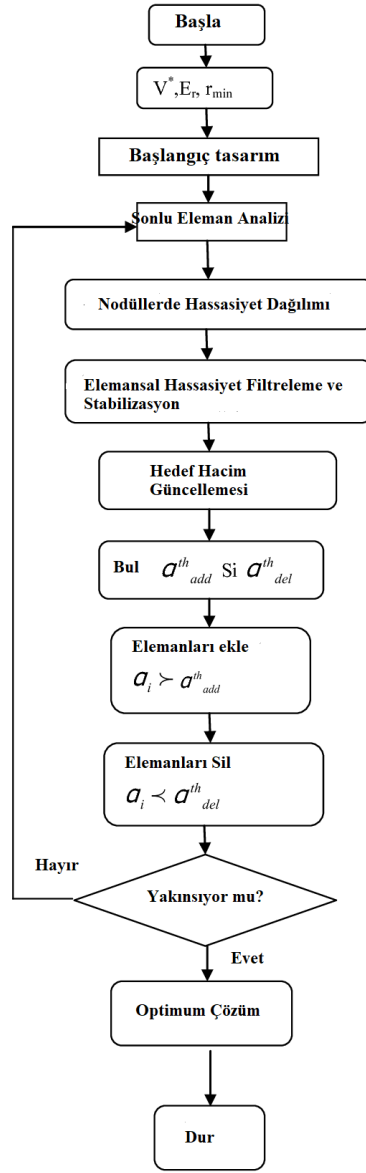
Şekil.2.3 yakınsamadığında optimizasyon algoritması sertliği maksimum yapmak için malzeme yoğunluklarının değişkenliğinin hedef fonksiyona etkisini değerlendirmek için hassasiyet analizine ihtiyaç vardır.

Hassasiyet analizi, hedef fonksiyonun türevi olarak gösterilir;

$$\frac{dC}{d\rho_e} = -\rho(\rho_e)^{\rho-1}[u_e]^T[K_e][u_e] \quad (2.6)$$

Denklem (2.6) 'da  $u_e$  , e elemanın düğüm yer değiştirmesi vektörüdür.  $K_e$  ise elemanın sertliğidir. (Rozvany, G. 2000)

Bir diğer yöntem olan BESO yöntemi, evrimsel algoritmanın gelişmiş yöntemidir. Bu yöntemde popülasyon tasarım alanı olarak belirlenir. Optimum sonuca ulaşıncaya kadar bir seçim mekanizmasıyla döngü içerisinde geliştirilir. Uygun yapı oluşturulurken, etkisiz elemanlar yavaş yavaş çıkarılır. Şekil 2.4 deki gösterildiği gibi, çift yönlü evrim eklenmiş, duyarlılık sayıları fark edilmiş ve duyarlılık sayılarının zamana göre ortalaması alınmıştır. Optimizasyon sürecinde tüm yapının hacmi adım adım azaltılarak hedeflenen hacimsel orana ulaştırılırken yapının eşdeğer esnekliği azaltılmaya çalışılır. Şekil2.4. BESO yönteminin akış şeması gösterilmiştir. Bu yöntemde önce, kısıtlamaların tanımlamaları yapılır, sonra başlangıç tasarımı oluşturulur. Oluşturulan tasarım sonlu elemanlar analizi uygulanır. Daha sonra nodüllerde hassasiyet dağılımı yapılır. Eleman hassasiyet stabilizasyon ve filtrelemeden geçirildikten sonra, hedef hacim güncellenir. Kısıtlamalar eklenip ve eleman eklenip çıkarılıp, yakınsama çıkarsa sistem durdurulur. Fakat, yakınsama olmazsa tekrar sonlu elemanlar analizine başlayarak yöntem yeniden uygulanır.



**Şekil 2.4.** Bilgisayarda BESO Yöntemi akış şeması.(Bundose, M. P. , Sigmund, O. 2003)

### 2.1.3 Şekil Optimizasyonu ve Genetik Algoritma Yöntemi

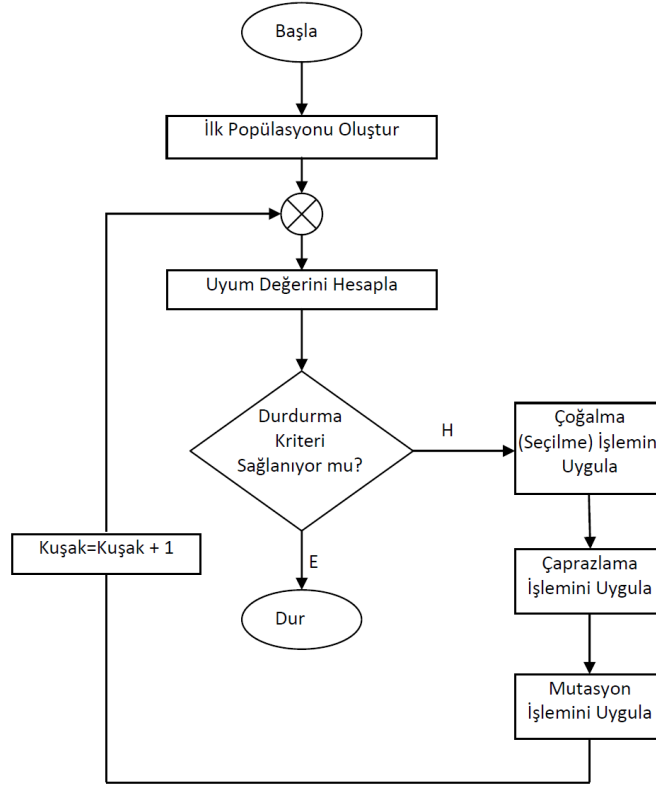
Şekil optimizasyonunun ana görevi fiziksel ölçülerin optimum hale getirilme durumudur. Bu nedenle, makine elemanının kalınlığı, genişliği, köşe çapları ve uzunluğu değiştirilerek optimum yapı elde edilir. Yapısal optimizasyon oluşturulduktan sonra, belirlenen parametreler için iteratif yöntemler ile parça geometrisinin en uygun hale getirilmesi amaçlanmaktadır.

Şekil optimizasyonu için kullanılan en yaygın yöntem genetik algoritma yöntemidir. Genetik algoritma ile kısa süre dilimi için kabul edilebilir seviyede doğrulukta sonuçlar elde edilebilir. Genetik algoritmalarından çözüm kümesinin karmaşık, süresiz ve geniş olduğunda başarılı sonuçlar elde edilmektedir.

Genetik algoritma bir optimizasyon ve arama yöntemidir. Tek bir noktadan değil, popülasyon kümesi içeren alandan arama yapmaktadır ve olasılık kurallarını kullanır. Türev ve benzeri bilgilere ihtiyaç duymaz sadece amaç fonksiyonunu içeren bilgilere ihtiyaç duyar.

Genel anlamda açıklamak gerekirse, genetik algoritma dizilerden oluşan bir popülasyona mutasyon, çaprazlama ve çoğalma işlemlerinin uygulanmasıdır. Bu işlemler uygulandıktan sonra yeni bir popülasyon oluşur. Yeni nesil eski nesil ile değiştirilir ve her dizi bir uyum değerine sahiptir. Yeni nesillerin seçilmesi bu uyum değerlerine göre yapılır ve her yeni nesilde mevcut nesile göre daha uyumlu nesiller elde edilmeye çalışılır.

Uygulamadaki ilk işlem, başlangıç popülasyonu oluşturup uyum değerinin hesaplanmasıdır. Sonra mevcut popülasyona çoğalma, çaprazlama ve mutasyon gibi genetik işlemler uygulanır. Her nesil için uyum değerleri elde edilir ve amaç kriteri sağlanana kadar bu işlemler devam eder.



**Şekil 2.5.** Genetik Algoritma Akış Diyagramı.

Şekil 2.5’de verilen genetik algoritma akış diyagramından görüleceği üzere, durdurma kriterleri sağlanamadığında çoğalma, çaprazlama, mutasyon işlemleri döngüsü devam eder.

Çoğalma diğer bir adıyla seçilme işlemi, dizilerin amaç fonksiyonuna göre kopyalandığı süreçtir. Yüksek uyum değerlerine sahip dizilerin bir sonraki nesillerin oluşturulmasında katkısının daha yüksek olacağı anlamına gelir. Çoğalma operatörü 3 temel işlemden oluşmaktadır. Bunlar sırasıyla; dizileri seçme, seçilmiş dizileri eşleme kümesine kopyalama ve kümede dizileri çiftler halinde gruplara ayırma işleminden oluşur.

Çaprazlama operatöründe ise, mevcut gen havuzunun potansiyelini arttırmak için bir önceki nesilden daha iyi nitelikteki diziler oluşturulur. Bu işlemi kısaca açıklamak gerekir ise; çoğalma işlemi sonucunda elde edilen popülasyondan rastgele iki dizi seçerek karşılıklı çaprazlamaktır. Çaprazlama işlemi seçilen dizilerin ortasından rastgele alınan bir noktadan karşılıklı çaprazlama yapılarak gerçekleşir. Uygun bir nokta seçilirse, çaprazlama sonucunda üst nesillerden daha uyumlu diziler ortaya çıkar. Fakat uygun



çaprazlama noktası genellikle bilinmediğinden rastgele bir nokta seçerek iteratif şekilde devam eder.

Mutasyon operatörü ise genetik çeşitliliği arttırmak için kullanılır. Çaprazlama operatörü mevcut gen potansiyelini araştırır fakat popülasyondaki mevcut genler ihtiyaç duyulan tüm şifrelenmiş bilgiyi sağlamazsa optimizasyon sonuca ulaşmayabilir. Bunun için mutasyon işlemi yapılarak genetik çeşitlik artırılır. Mutasyon oranları çaprazlama sonucunda elde edilen yüksek uyum değerli dizileri kaybetmemek için düşük tutulmalıdır.

Bu işlemler sonsuz döngü içerisinde yapılır. Sürecin sonsuza kadar devam etmemesi için durdurma kriterine ihtiyaç vardır. Durdurma kriteri için ise optimizasyon hedefi kriteri, hesaplama zamanı kriteri ve minimum iyileşme kriteri olmak üzere 3 yöntem vardır. Optimizasyon hedefi kriterinde amaç fonksiyon verilmektedir ve bu değere ulaşıldığında optimizasyon bitmektedir. Hesaplama zamanı kriterinde döngü sayısı belirtilir ve döngü sayısına ulaşıldığında işlem sona erer.

## **2.2 Sonlu Elemanlar Metodu**

Sonlu Elemanlar Yöntemi veya Sonlu Elemanlar Metodu, çok çeşitli mühendislik problemlerine sonuç elde etmek için uygulanabilecek sayısal bir işlemdir. Kararlı rejimli, değişken rejimli, lineer, lineer olmayan durumlar için gerilim analizi, ısı transferi, akışkanlar mekaniği ve elektromanyetizma problemlerinin analizleri sonlu elemanlar yöntemi ile yapılabilir.

1930-1945 li yıllarda ilk bilgisayarların ortaya çıkması ve zamanla gelişmesiyle devrim yaratan ve günümüzün vazgeçilmez bilgisayarlı hesaplama metodu olan Sonlu Elemanlar Metodunun 1960 lı yıllarda doğmasına neden oldu. Aslında bu metod 1800'lü yılların sonlarına kadar dayanır. Bu yıllarda bazı araştırmacılar sürekli elastik durumu eş boyutlardaki kesikli elastik parçalarla modellemişlerdir. Bununla birlikte, Courant sonlu elemanlar yöntemini ilk geliştiren kişi olarak anılmıştır. Kaynaklar kısmında Williamson'un makalesinde de belirtildiği gibi, Courant, 1940'lı yıllarda yayınladığı bir

makalede, burulma sorunlarını çözmek için parçalı polinom interpolasyonunu üçgensel alt elemanlar üzerinde kullanmıştır.

Courant'tan sonra sonlu elemanlar yöntemlerinin kullanıldığı diğer önemli adım Boeing'in 1950'lerde uçak kanatlarını modellemek için üçgen gerilim elemanları kullanmasıyla atılmıştır. 1960'larda araştırmacılar sonlu elemanlar yöntemini diğer mühendislik alanlarında kullanmaya başlamışlardır. Günümüzde birçok alanda sonlu elemanlar yöntemi kullanılmaktadır. Karmaşık ve büyük sisteme rağmen, sistemin klasik mekanikte çözümü bilinen sonlu sayıda elemana bölünmesi ve basite indirgenmiş sistemin çözülmesi esasına dayanır. Örnek verilirse, bir uzay çerçevenin çubukları iki ucu ankastre olan elemanlar olarak modellenir. İki ucu ankastre çubuğun bağıntıları temel mukavemet ve statik bilgisi ile kolayca çözülebilir. Buradaki ana nokta, modelin doğru şekilde oluşturulması ve çözümü bilinen elemanların tümünden çözümünü verecek şekilde bölünmesidir. Bunu sağlamak için elemanların sadece düğüm noktalarında birbirine bağlı olduğunu ve bu noktalardaki yer değiştirmelerin birbirine eşit olması lazımdır.

Sistemin sonlu sayıda elemana bölünmesine "Sistemin Modellenmesi" denir. Modellemeyi anlamak için aşağıdaki basit örneği inceleyelim;

x-y noktaları arasında bir yol olduğunu kabul edelim ve bu yolun uzunluğunu hesaplayalım. Bilindiği gibi, x ve y noktasının koordinatları ve eğrinin fonksiyonu verilmişse uzunluğunu temel matematikten integral olarak bulabiliriz. Yolun fonksiyonu bilinmiyorsa, ya da biliniyor fakat integrali alınması zorsa, 1. veya 2.model gibi modelleyebiliriz. Oluşan doğru parçalarını ölçer ve toplarsak yolun uzunluğu hesaplanabilir..

Sonlu elemanlar metodunun üç ana özelliği vardır. Bunlardan biri geometrik olan karışık bölgeyi daha basit geometrik yöntem yapmaktır. Bir diğeri ise, her elemanın fonksiyonu , polinomların doğrusal kombinasyonu olarak kabul edilir. Bir diğer özelliği ise aranan değerlerinin her eleman içindeki sürekli olan tanım denklemlerinin düğüm noktaları değerleri elde edilmesi problemin çözümünde yeterlidir.

Sonlu elemanlar yöntemi sayesinde tasarım gelişmesi daha kolay olur ve deneme amaçlı numune yapmak gerekmez. Fakat yöntem uygulanırken sönüm genelde ihmal edilir ve bağlantı tasarımları zor tasarlanır. Ayrıcı parça elementlerinin tahmini zorlaşır.

Sonlu elemanlar yöntemi fizik problemleri, makine , kimya ve inşaat mühendislik problemlerinde çok kullanılan bir metottur. Özellikle otomotiv sanayinde çok kullanılan bir yöntemdir. Çünkü prototip yapma maliyetini düşürmesi ve doğruluğunun yüksek olması, kullanılmasının en önemli iki unsurudur.

Sonlu elemanlar analizinin doğru olması için , tasarım için iyi bir planlama yapılması gerekmektedir. Bunun için de iyi bir modelleme yapılması, sınır şartlarına ve yük durumları için doğru yaklaşılması gerekmektedir. Son olarak da analizin doğru olarak yorumlanması gerekmektedir.

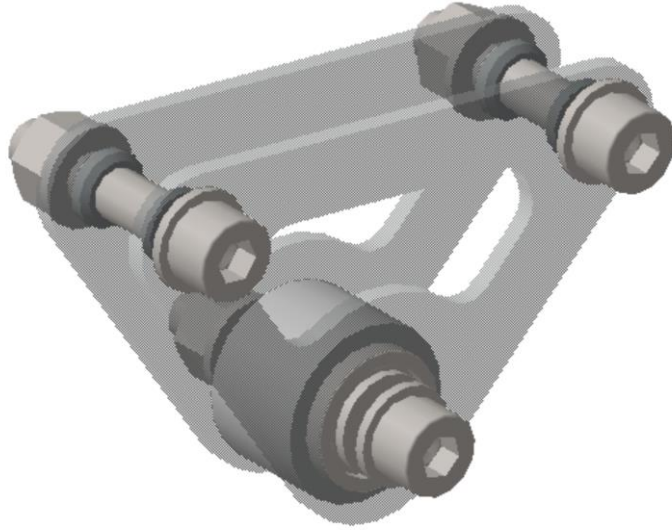
### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tezin bu bölümünde, Formula SAE aracında kullanılan araç yönlendirme krankının yapısal tasarım optimizasyonu ile ağırlık azaltılması, şekil optimizasyonu ile tasarımın en uygun hale getirilmesi ve tasarımın doğrulanması sırası ile anlatılmıştır.

#### 3.1. Mevcut Durumun Analizi

Araç yönlendirme krankı süspansiyon sisteminin yapısal bir parçasıdır. İşlevi yoldan gelen mekanik hareketlerin ve kuvvetlerin yönünü değiştirerek sönümleme sistemine iletmesidir.

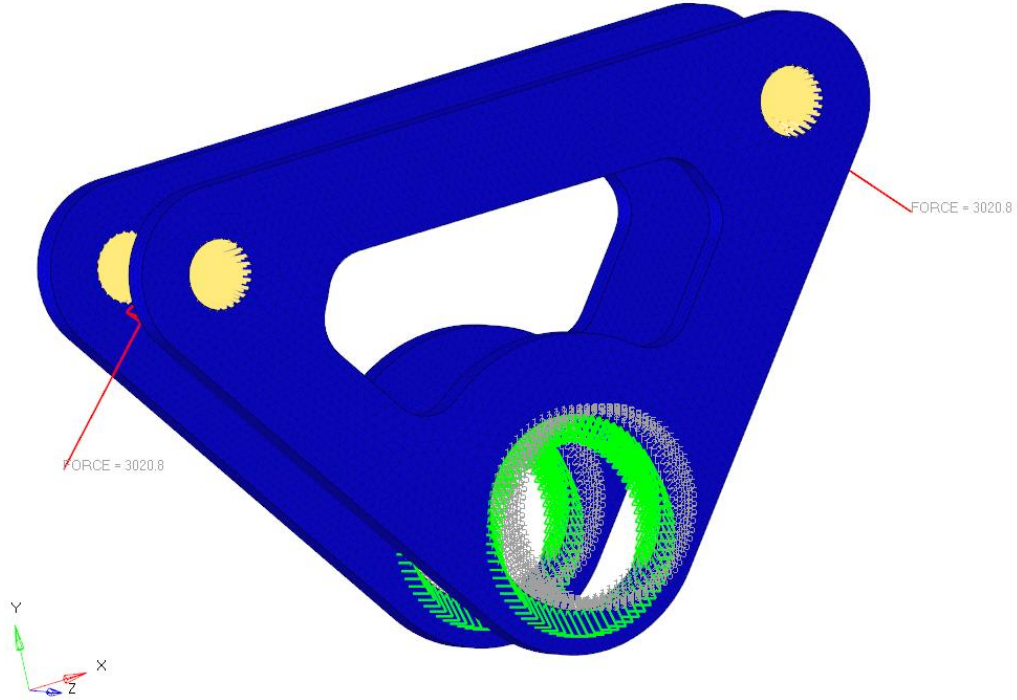
Araç yönlendirme krankı iki noktadan adet M8 cıvatalar ile itici çubuklara, bir noktadan ise yataklama burcu ile birlikte ile sisteme M8 cıvata ile bağlanmıştır.



**Şekil 3.1.** Mevcut araç yönlendirme krankı montaj durumu

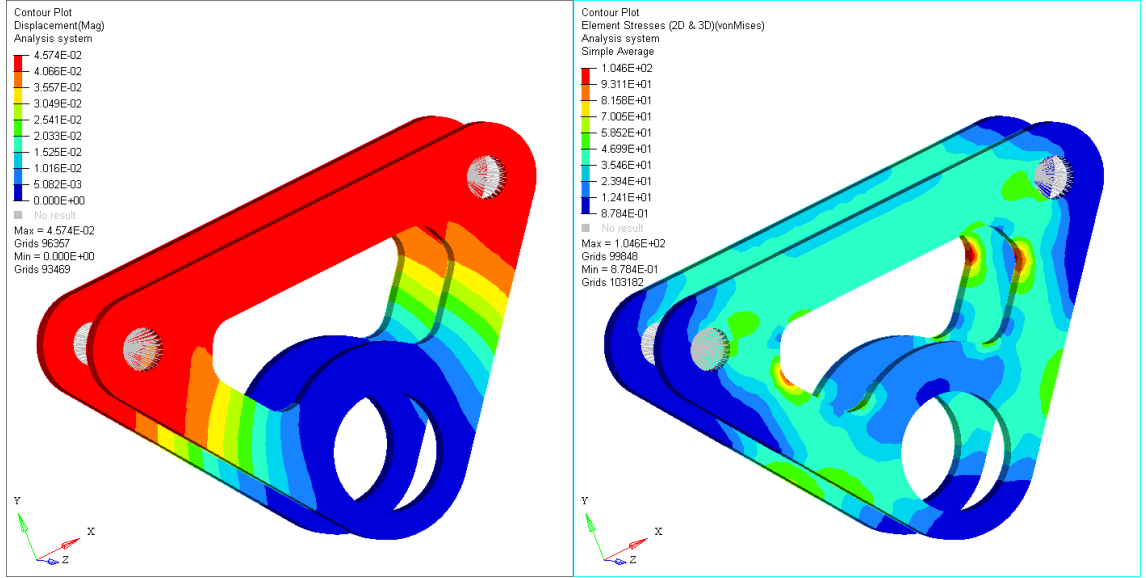
Çalışmaya ilk olarak mevcut araç yönlendirme krankının analizi ile başlamıştır. Uludağ üniversitesi Formula SAE aracı için, yönlendirme krankına iticilerden en ağır kuvvetler 3020N belirlenmiştir. Yataklama burcu bağlanılan noktada, Z yönünde 360 derece dönme serbestliğine sahiptir.

Bu veriler yansıtılarak mevcut parçanın analizi için Şekil 3.2’de görüldüğü üzere iticilerin geldiği noktalardan 3020 N ( $X=2136$  N ve  $Y =2136$  N)luk kuvvet uygulanmıştır. Kuvvetler RBE2 eleman üzerinden verilerek bütün daire içerisinde dağıtılmıştır. Yataklama burcu ile bağlanılan noktadan ise sadece Z ekseninde dönmeye izin verilecek şekilde analiz modeli oluşturuldu. Sonlu elemanlarda modelinde 1 mm ortalama eleman boyutuna sahip toplam 74117 adet tetra4 elemandan oluşmaktadır.



**Şekil 3.2.** Mevcut araç yönlendirme krankı analiz koşulları

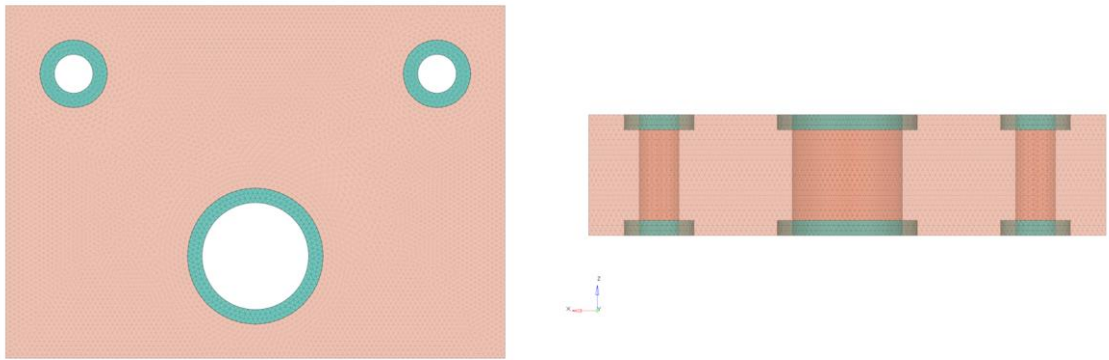
Belirtilen yük ve kısıtlara göre statik analizi yapılan araç yönlendirme krankının mevcut durumda oluşan maksimum yer değiştirme 0.046 mm, gerilme ise 104.6 MPa olarak gözlenmiştir.



**Şekil 3.3.** Mevcut araç yönlendirme krankı analiz çıktıları

### 3.2. Tasarım Hacminin Oluşturulması

Optistruct programında optimizasyonun yapılması için ilk olarak mevcut parça geometrisini kapsayacak bir tasarım hacmi oluşturulmuştur. Optimizasyonda daha doğru sonuç alabilmek için ilk tasarıma göre daha büyük olarak belirlenmiştir.



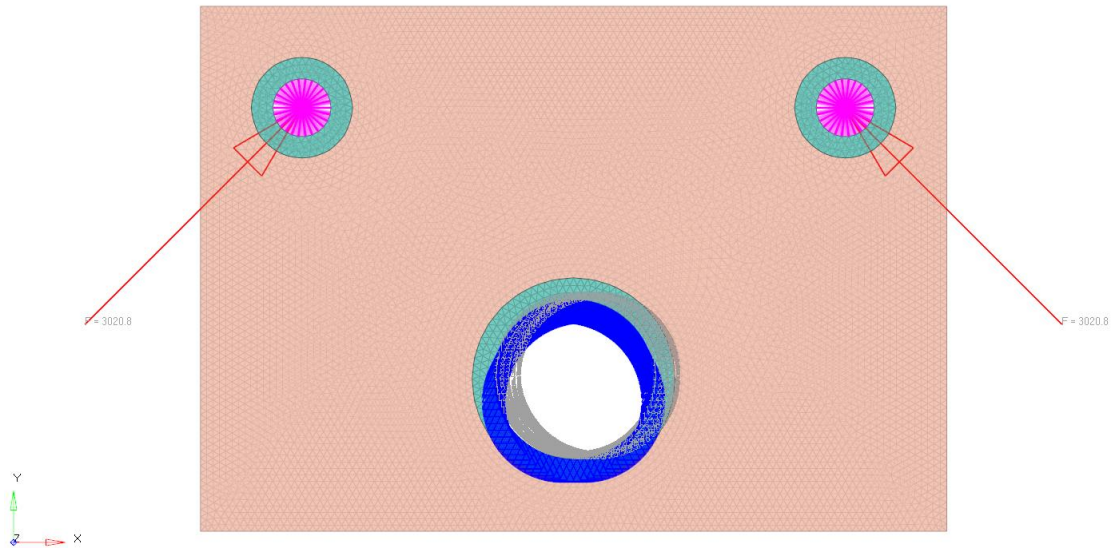
**Şekil 3.4.** Tasarım hacminin oluşturulması

Oluşturulan tasarım hacmi, tasarım bölgeleri ve tasarım dışı bölgeler olmak üzere parça 2 kısma ayrılmıştır. Bağlantı noktaları ve kuvvet gelen bölgeler tasarım dışı bölgeler yani değiştirilemez bölgeler olarak tanımlanmıştır. Bu çalışmada bağlantı delikleri ve çevreleri

3 mm et kalınlığında tasarım dışı b6lgeler olarak tanımlanmıştır. Diğer b6lgeler ise tasarım b6lgeleri yani deęiŐiklik yapılabilir, malzeme çıkartılarak ağırlık azaltması yapılabilir b6lgeler olarak tanımlanmıştır.

### 3.3. Araç Y6nlendirme Krakının Yapısal Tasarım Optimizasyonu

Oluşturulan tasarım hacmine, mevcut parçanın analizinde de belirtilen y6k ve sınır koşullar optistruct programında uygulanmıştır. İtici ile bağlanan noktalardan 3020 N kuvvet uygulanmıştır. Kuvvetler RBE2 eleman 6zerinden verilerek b6t6n daire içerisinde dağıtılmıştır. Yataklama burcu ile bağlanılan noktadan ise Şekil 3.5’de g6r6ld6ę6 6zere sadece Z ekseninde d6nmeye izin verilmiştir.

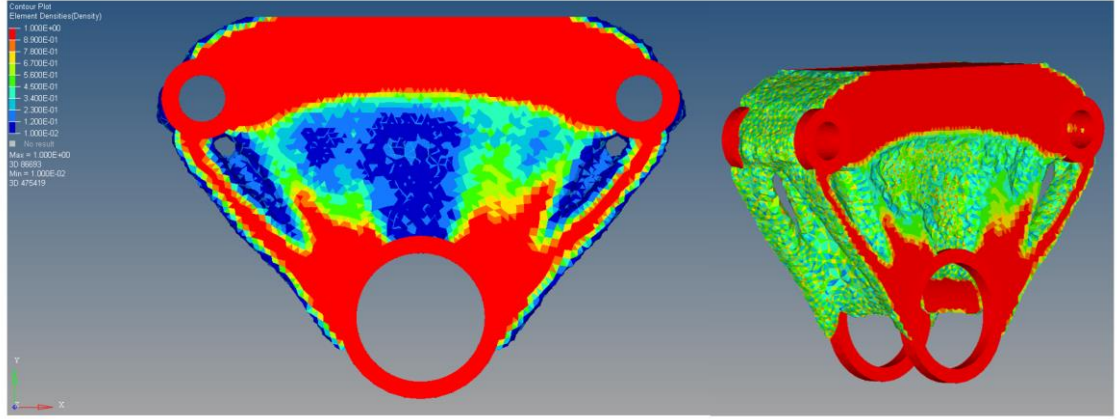


Şekil 3.5. Yapısal tasarım optimizasyon koşulları

Altair Hyperworks’un Optistruct programı kullanılarak aşağıdaki parametrelere g6re yapısal tasarım optimizasyonu uygulanmıştır.

- Hedef : “Ağırlık azaltma”
- Kısıt : “Gerilme”

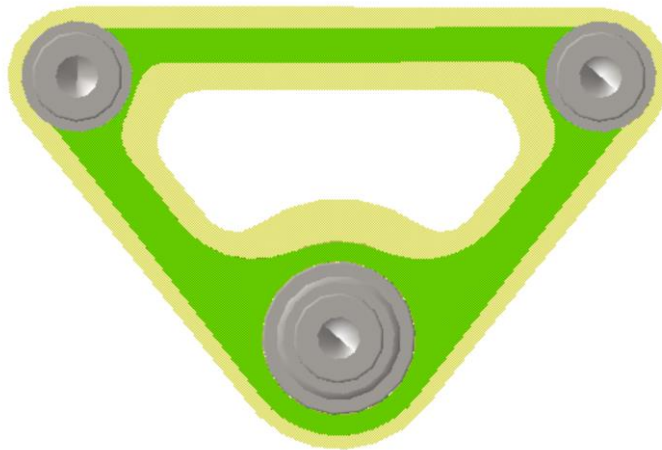
Minimum malzeme miktarı ile maksimum rijitliği yakalamayı sağlamak amaçlanarak, parça geometrisinden iteratif Şekilde malzeme çıkartılarak ağırlık azaltılması yapılmıştır. Yapılan alıŐma doğrultusunda, optimizasyon sonucu Şekil 3.6’da verilmiştir.



**Şekil 3.6.** Yapısal tasarım optimizasyonu çıktısı

### 3.4. Optimizasyon Çıktısına Göre Tasarım Hipotezinin Oluşturulması

Optistruct’da yapılan yapısal tasarım optimizasyonu çıktısında, itici bağlantı noktaları ile sönümlenme sistemi bağlantı noktaları arasındaki parça genişliğinin olması gerekenden fazla olduğu gözlemlenmiştir. Montaj edilebilirlik, üretim prosesi, kullanım koşulları vb. diğer kısıtlara bağlı kalarak yeni parça geometrisi şekil 3.6’da görüleceği üzere oluşturulmuştur. Şekilde şeffaf sarı ile gösterilen geometri mevcut parçaya, yeşil ile gösterilen geometri ise optimizasyon sonuçlarına göre oluşturulan yeni parça tasarımına hipotezine aittir. Bu geometri üzerinden şekil optimizasyonu yapılarak, yeni tasarım en rijit ve en hafif olacak şekilde tasarlanmıştır.

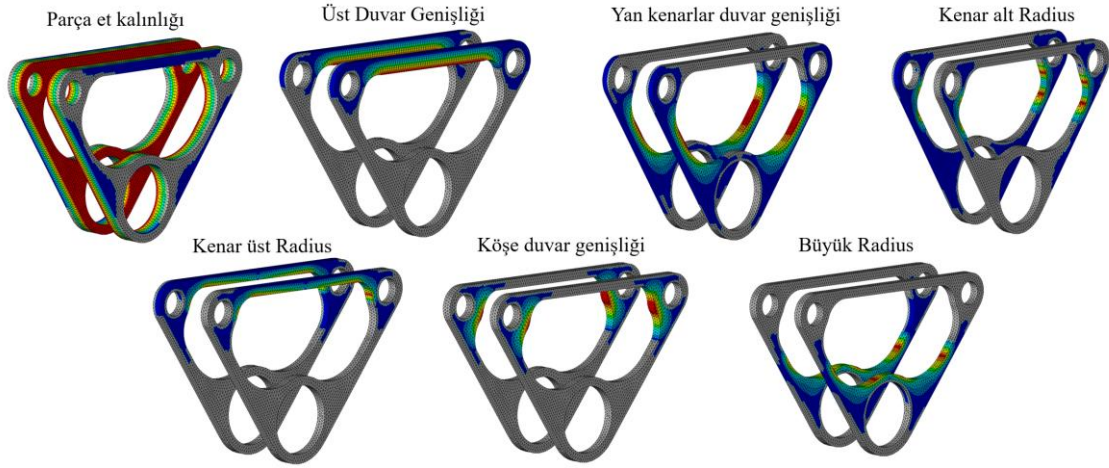


**Şekil 3.7.** Optimizasyon sonrası yeni tasarım hipotezi



### 3.5. Araç Yönlendirme Elemanının Şekil Optimizasyonu

Yapısal tasarım optimizasyonu çıktısına göre oluşturulan yeni tasarım hipotezine şekil optimizasyonu yapılmıştır. Şekil optimizasyonu üzerinde 7 farklı tasarım değişkeni belirlenmiştir. Bu değişkenlikler Şekil 3.5. de gösterilmiştir. Araç yönlendirme krankını oluşturan her iki parça da yatay düzlemde simetriktir. Yeni tasarım hipotezinin şekil optimizasyonu için tasarım değişkenleri sırasıyla; parça et kalınlığı, üs kenar duvar genişliği, yan kenarlar duvar genişliği, kenar alt radius, kenar üst radius, köşe duvar genişliği ve büyük radius olarak belirlenmiştir.



**Şekil 3.8.** Şekil optimizasyonu için 7 farklı tasarım değişkeni

Bu tasarım değişkenleri kullanılarak LatinHyperCube DOE yöntemi kullanılarak 140 adet analiz yapılmıştır. Bu analiz sonuçlarından Radial Basis Function meta-modelling yöntemi kullanılarak meta-model oluşturulmuş ve bu model üzerinden optimizasyon işlemleri yapılmıştır.

Yeni tasarım hipotezinin şekil optimizasyonu için amaç fonksiyonu ağırlık azaltma olarak girilmiştir. Kısıt fonksiyonu ise maksimum 250 MPa stres altında çalışacak şekilde ayarlanmıştır. Tasarım değişkenleri olarak ise , parça et kalınlığı 3-6 mm arasında , üst kenar duvar genişliği 3-6 mm arasında, yan kenarlar duvar genişliği 3-6 mm, kenar alt Radius'u 6-10 derece arası, kenar üst radius'u 6-8 derece ayarlanmıştır.

Köşe duvar genişliği 2.9-5.2 mm arasında ve Büyük Radius 16-18 derece arasında ayarlanmıştır.

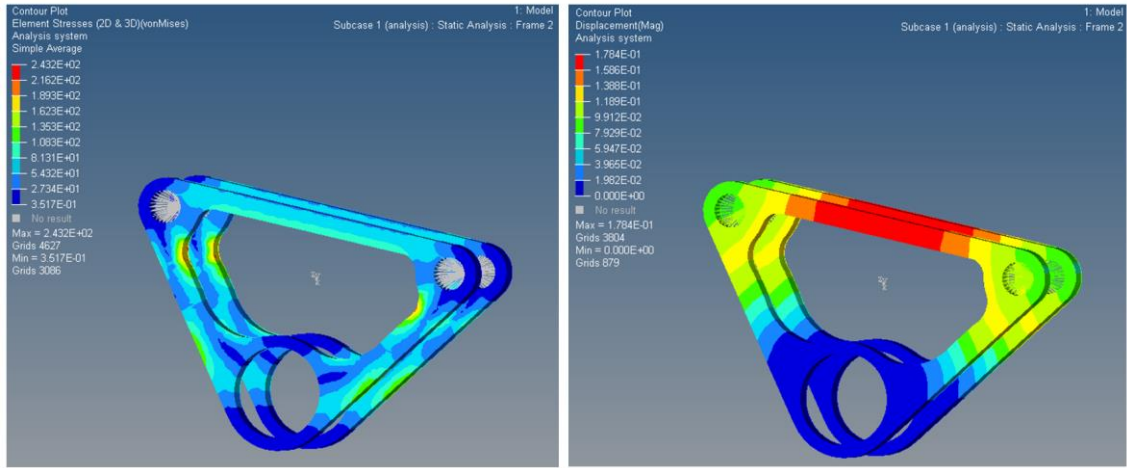
Bu şartlar altında genetik algoritma yöntemi ile şekil optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon sonucunda yeni tasarım hipotezi için önerilen değişkenler Çizelge 3.1 de listelenmiştir.

**Çizelge 3.1.** Şekil optimizasyonu sonrası tasarım değişkenleri çıktısı

	mm	Derece
Parça et kalınlığı	3.27	-
Üst kenar duvar genişliği	4.97	-
Yan kenarlar duvar genişliği	6	-
Kenar alt Radius	-	0(optimum hali ilk halidir.)
Kenar üst Radius	-	7.08
Köşe duvar genişliği	4.8	-
Büyük Radius	-	17.36

Şekil optimizasyonu sonucuna göre parça üzerinde oluşan stress 251 MPa kalmış ve ağırlık 44 gramdan 28.89 grama düşmüştür.

Şekil optimizasyonu sonuçlarını doğrulamak için, önerilen en uygun tasarım değerlerine göre güncellenmiş parça üzerinde tekrar sonlu elemanlar analizi yapılmıştır.



**Şekil 3.9.** Şekil optimizasyonu çıktılarına göre tasarlanan parçanın FEA analizi

Şekil optimizasyonu sonuçlarına göre tasarlanan yeni parçada, maksimum stress değeri sonlu elemanlar analizi sonucunda 256Mpa, yeni parça ağırlığı ise 29 gr olarak gözlemlenmiştir.

Çizelge 3.2 de ise sonlu elemanlar analizi ve şekil optimizasyon çıktıları karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Şekil optimizasyonu çıktısı ve sonlu elemanlar analizi arasında maksimum %1.98’lik bir fark gözlemlenerek yeni tasarımın kabul edilebilir ve makul seviyede olduğu gözlemlenmiştir.

**Çizelge 3.2.** Optimizasyonun ve Sonlu elemanların Gerilme ve Ağırlık karşılaştırma çizelgesi

	Gerilme (MPa)			Ağırlık (gr)		
	Optimizasyon	Sonlu Ele.	% :Hata	Optimizasyon	Sonlu Ele.	% :Hata
	251	256	% 1.95	28.89	29	% 0.38

#### **4. BULGULAR VE TARTIŞMA**

Optimizasyon sonucunda elde edilen ve sonlu elemanlar analizleri de doğrulanan yeni tasarım parçanın aynı zamanda fiziksel yükleme testleri de yapılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Fiziksel yükleme test için kullanılan cihaz, 8 adet hidrolik pistonu bulunan ve her bir piston ile 2000kg kapasitesine kadar kuvvet uygulama kapasitesine sahiptir. Test çıktısı olarak zamana bağlı kuvvet grafikleri ve parça üzerine bağlanan enkoderlerden okunan yer değiştirme değerlerini rapor halinde alınmıştır. Enkoderlerden okunan yer değiştirme değerleri, parçanın Z ekseninde dönme serbestliği verilen noktadan maksimum kuvvete ulaşana kadar rotasyon hareketini vermektedir. Çalışmanın ve analizlerin doğruluğunu ispatlamak için, yeni parça tasarımı üzerinde test koşullarına göre analizler tekrarlanmıştır. Yapılan analizler sonucunda, araçtan gelen maksimum yük olan 3020N değerinde parçanın kalıcı deformasyona uğramadığı için fiziksel testler ile karşılaştırmak güç durumuma gelmiştir. Bu nedenle her bir analiz ve fiziksel testler için kuvvet 1500N arttırılarak, parçaya 3000N,4500N,6000N,7500N,9000N kuvvet uygulanarak önce sonlu elemanlar analizi, daha sonra da fiziksel yükleme testleri yapılmıştır. Yapılan analizlerde parçanın 7500N'luk yük altında kalıcı deformasyona uğradığı ve 9000N'da ise kırıldığı tespit edilmiştir. Fiziksel testlerde de parça 9000N'luk kuvvet altında kırılmış, 7500N'luk kuvvet altına ise kalıcı deformasyona uğramıştır. Kalıcı deformasyona uğramış parça üç boyutlu tarama yöntemi ile ölçümü yapılmıştır ve analiz değerleri ile karşılaştırıldığında, sonuçların benzer olduğu gözlemlenmiştir.

##### **4.1.Fiziksel Yükleme Test Yöntemi**

Yeni tasarım 7075 T6 Alüminyum malzemeden üretilmiş ve araç üzerinde olduğu gibi 2 noktadan M8 civata ile bir noktadan yataklama burcu ile Şekil 4.1'de görüldüğü üzere montajlanmıştır.



**Şekil 4.1.** Tasarımın 7000 seri Alüminyum ile üretilmiş numunesi

Parça sadece z ekseninde, Şekil 4.2. de gösterildiği dönme hareketine izin verilecek şekilde rijit bir test aparatı üzerine bağlanmıştır. Test ünitesinden Şekil 4.2’de görüldüğü üzere parçaya sırasıyla kuvvetler uygulanmıştır.

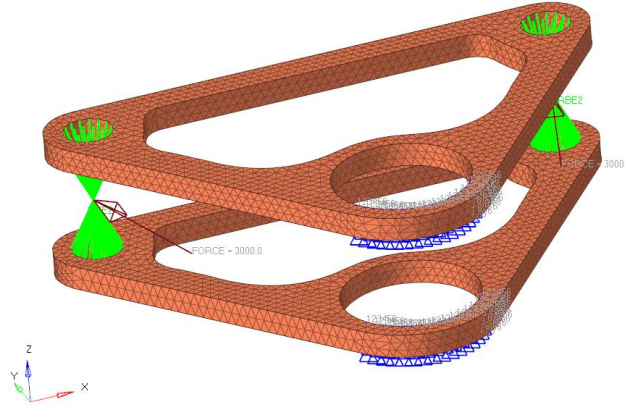


**Şekil 4.2.** Araç yönlendirme krankının fiziksel yükleme testi yapılışı

## 4.2.Sonlu Elemanlar Analizi (FEA)

Araç yönlendirme krankının optimizasyon ile ağırlık azaltma çalışmasının her adımında tasarım hipotezleri sonlu elemanlar analizi ile doğrulansa da, yapılan analiz koşullarını fiziksel testlere %100 aynı koşullarda yansıtmak her zaman mümkün olmamıştır. Dolayısıyla fiziksel test koşullarına göre, yeni tasarım üzerinde analizler tekrarlanmış ve çalışmanın doğruluğunun ispatı için fiziksel yükleme testleri karşılaştırılmıştır.

Kullanılan test cihazında kuvvetler arasındaki açıda 45 dereceye erişmek mevcut koşullarda mümkün olmadığı için, Şekil 4.3’de görüldüğü üzere analiz koşullarında kuvvet yönleri test edilme durumuna en yakın olacak şekilde güncellenmiştir. Kuvvetler RBE2 eleman üzerinden verilerek bağlantı noktalarındaki bütün daire içerisinde dağıtılmıştır. Alt büyük çaptan ise noktadan ise sadece Z ekseninde dönmeye izin verilecek şekilde analiz modeli oluşturuldu. Sonlu elemanlarda modelinde 1.5 mm ortalama eleman boyutuna sahip toplam 16429 adet 3 boyutlu tetra elemandan tipinden oluşmaktadır. Analiz modeli 5387 node’a sahiptir.



**Şekil 4.3.** Araç yönlendirme krankının fiziksel testlere uyarlanmış analiz koşulları

Daha önce de bahsedildiği üzere yapılan analizler sonucunda, araçtan gelen maksimum yük olan 3020N değerinde yeni parçanın kalıcı deformasyona uğraması beklenmediği için fiziksel testler ile karşılaştırmak güç durumuma gelmiştir. Bu nedenle her bir analiz ve fiziksel testler için kuvvet 1500N arttırılarak, parçaya 3000N, 4500N, 6000N, 7500N,

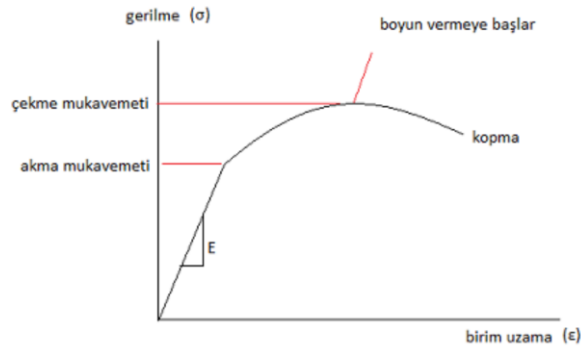
9000N kuvvet uygulanarak önce sonlu elemanlar analizi, daha sonra da fiziksel yükleme testleri yapılmıştır.

Yeni tasarım için belirlenen malzeme 7075-T6 alüminyum serisi malzemenin mekanik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

**Çizelge 4.1.** 7075-T6 Alüminyum malzeme mekanik özellikleri

Temper	Akma Mukavemeti (MPa) min-max	Çekme Mukavemeti (MPa) min-max	Uzama (%50) min-max	Sertlik (brinel) min-max
T6	460-505	530-570	10	140-160

Bilindiği gibi malzemeler belirli yük altında şekil değiştirmeye uğrarlar. Bu şekil değiştirme elastik veya plastik şekil değiştirme olabilir. Elastik deformasyonda malzeme üzerine uygulanan yük veya gerilme ortadan kalktığında malzeme formuna geri döner ve kalıcı şekil değişimi gözlenmez. Plastik deformasyonda ise, malzeme üzerine uygulanan yük ve gerilme kalksa dahi şekil değişimi kalıcı olur ve malzeme formunu almaz.



**Şekil 4.4.** Gerilme-Şekil değişimi eğrisi

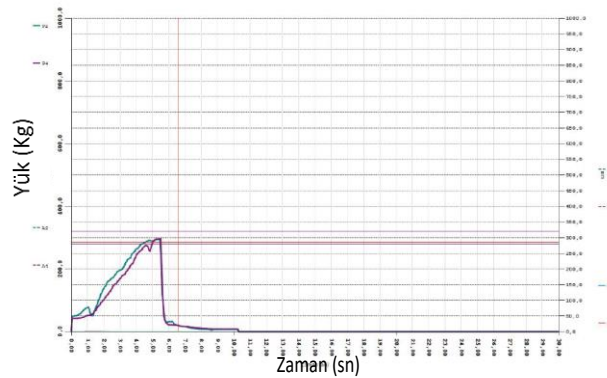
Şekil 4.4’de verilen gerilme-şekil değişim eğrişinde görülen akma mukavemeti altındaki alanlarda malzemede elastik görülür ve kalıcı deformasyon gözlenmez. Optimize edilmiş araç yönlendirme krankı için belirlediğimiz malzemenin akma mukavemeti 460-505MPa aralığındadır. Yani yapılan analiz sonucunda parça üzerindeki maksimum gerilme

505MPa'dan düşük olduğunda malzemenin deformasyona uğramayacağını varsayabiliriz.

Akma noktasından kopma noktasına olan kısımda ise, parça plastik deformasyona uğrar ve bir daha eski formuna dönememez. Fiziksel testlerdeki deformasyonu ölçüp analiz sonuçları ile karşılaştırabilmemiz için sonlu elemanlar analizler sonucunda yeni tasarım üzerinde en az 530MPa'lık bir gerilme değeri elde etmek amacı ile, analizlerde kuvvet 1500N'lık aralıklarla artırılıp tekrarlanmıştır. Yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçlarında kalıcı deformasyonun gözlemlendiği kuvvet olarak 7500N olarak tespit edilmiştir. Analiz sonuçlarındaki deformasyon değeri lineer olarak varsayılmış non-linear analiz yapılmamıştır.

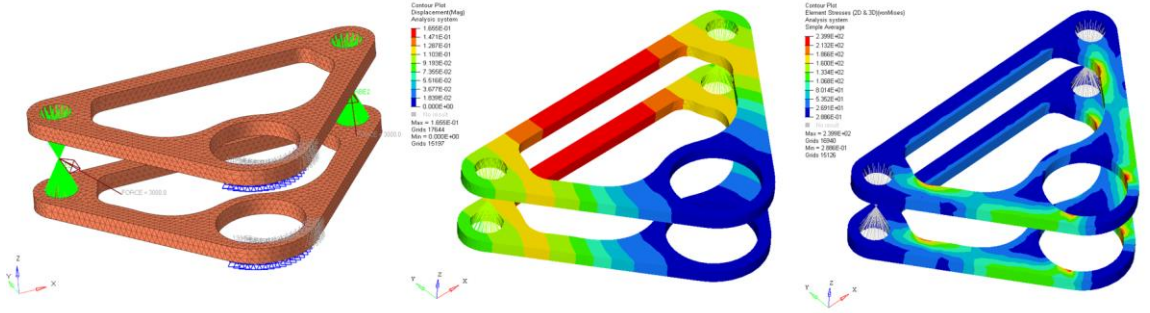
### 4.3.Fiziksel Yükleme Testleri ve Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması

Başlangıçta, numuneye araç üzerinden gelebilecek maksimum yük olan 300 kg, yer çekimi ivmesini  $10 m/s^2$  alırsak 3000N yük ile başlanmıştır. Şekil 4.5. deki grafikte verilen değerler parçanın üzerine uygulanan yükün zamana bağlı değişimini göstermektedir. 5 saniyeden kısa bir sürede her bir piston 3000N kuvvet uygulamış ve parça yeterli dayanımı göstermiştir. Şekil 4.6'da sunulan analiz sonucunda ise parça üzerinde oluşan gerilme 239Mpa gözlemlenerek elastik deformasyon bölgesinde kalmaktadır ve analiz sonucunda parçanın kalıcı deformasyona uğraması mümkün gözükmemektedir. Test sonrasında incelenen parçada da her hangi bir kalıcı deformasyon gözükmemiştir.



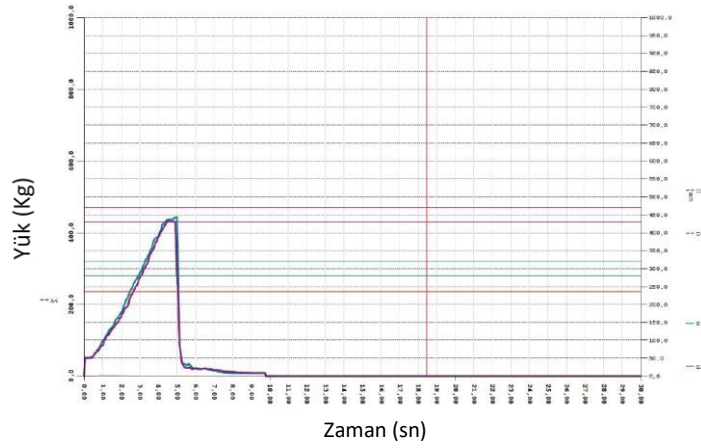
Şekil 4.5. Numunenin fiziksel yükleme testinde 300 kg'a kadar yük grafiği



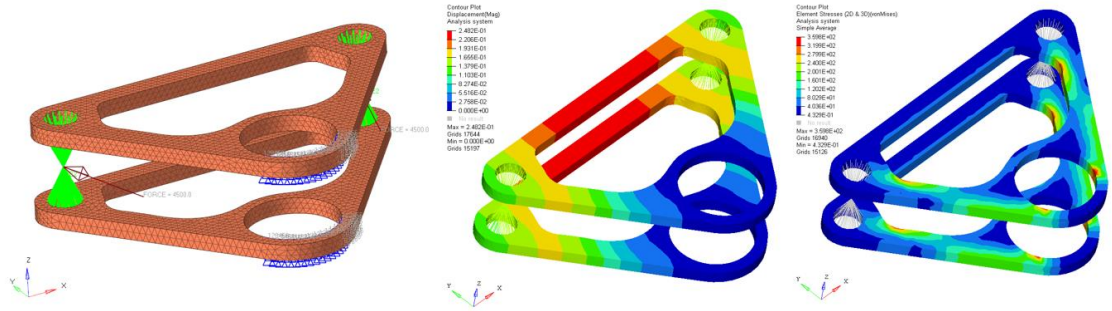


**Şekil 4.6.** Parçanın 3000N yük altındaki analiz sonuçları

Parça üzerine uygulanan yükler 150 kg'lık aralıklarla artırılarak teste devam edilmiştir. Şekil 4.7. de ise 450 kg (4500 N) yük uygulanan test sonucunun grafiği görülmektedir. Yeni tasarım her bir piston üzerinden gelen 4500N'luk kuvvete de dayanım göstermeye devam etmektedir. Şekil 4.8'de gösterilen analiz çalışmasında ise parça üzerinde oluşan gerilme 359Mpa gözlemlenerek elastik deformasyon bölgesinde kalmaktadır ve analiz sonucunda parçanın kalıcı deformasyona uğraması beklenmemektedir. Test sonrasında incelenen parçada da her hangi bir kalıcı deformasyon gözükmemiştir.

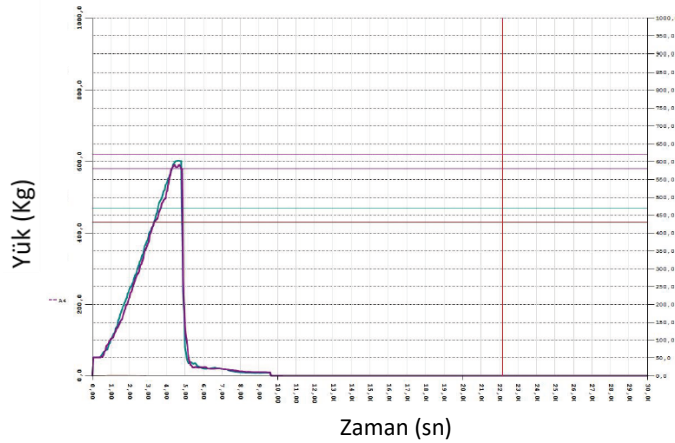


**Şekil 4.7.** Numunenin fiziksel yükleme testinde 450 kg'a kadar yük grafiği

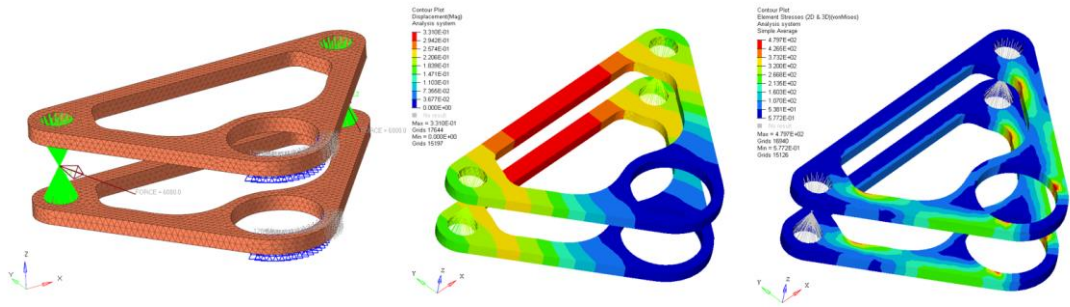


**Şekil 4.8.** Parçanın 4500N yük altındaki analiz sonuçları

Parça üzerine uygulanan yükler 150 kg'lık aralıklarla artırılarak teste devam edilmiştir. Şekil 4.9. de ise 600 kg (6000 N) yük uygulanan test sonucunun grafiği görülmektedir. Yeni tasarım her bir piston üzerinden gelen 6000N'luk kuvvete de dayanım göstermeye devam etmektedir. Analiz sonucunda parça üzerindeki maksimum gerilmenin 479MPa olarak tespit edildiği ve parça üzerinde oluşan gerilmenin 7075-T6 alüminyum malzemesinin akma mukavemetinin minimum değeri olan 460MPa'ı geçmeye başladığı görülmüştür. Analiz sonucunda deplasman değerini ise 0.3mm olarak gözlemlenmiştir. Fakat test sonucunda yeni tasarımda göz ile tespit edilebilecek bir deformasyon yoktur. Test sırasında uygulanan kuvvetlere gayet güzel tepki vermeye devam etmektedir.

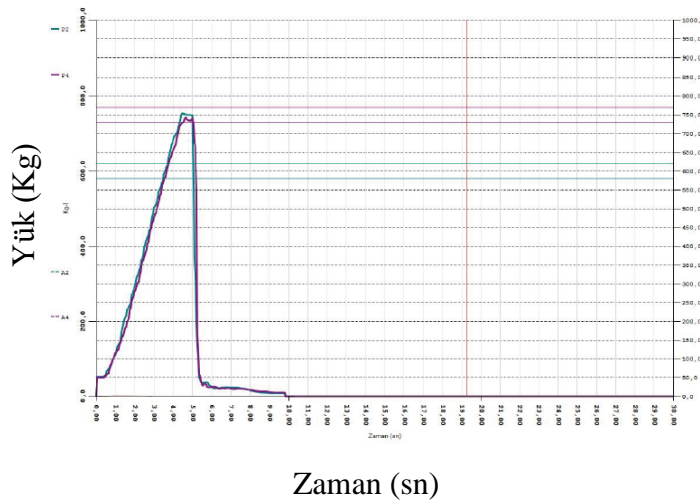


**Şekil 4.9.** Numunenin fiziksel yükleme testinde 600 kg'a kadar yük grafiği

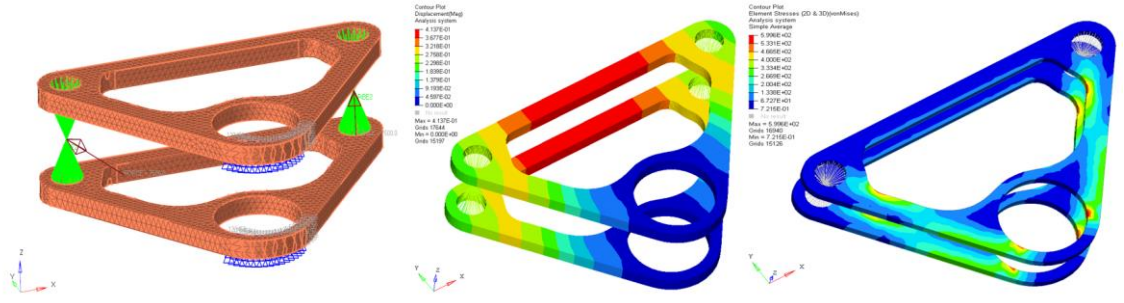


**Şekil 4.10.** Parçanın 6000N yük altındaki analiz sonuçları

Deformasyonun daha fazla olması ve analiz sonuçlarına göre sağlıklı karşılaştırma yapmak için her bir pistondan gelen yük 150kg daha arttırılmış ve 7500N'luk yük altında parçanın fiziksel testleri yapılmıştır. 7500N'luk yük altında sonlu elemanlar analizi sonucunda parça üzerinde maksimum gerilme 599MPa olarak hesaplanmıştır. 7075-T6 alüminyum malzemesi için 599MPa gerilme değeri 570MPa olan maksimum çekme mukavemetinin de üzerine çıktığı ve parçanın artık deformasyondan sonra kopma noktasına geleceği gözlemlenmiştir. Maksimum deplasman değeri ise analiz sonucunda 0.41mm olarak gözlemlenmiştir. Fiziksel yükleme testi sonucunda parça kopma noktasına gelmese de kalıcı deformasyona uğramıştır ve parça geometrisinde göz ile görülür deformasyon başlamıştır.

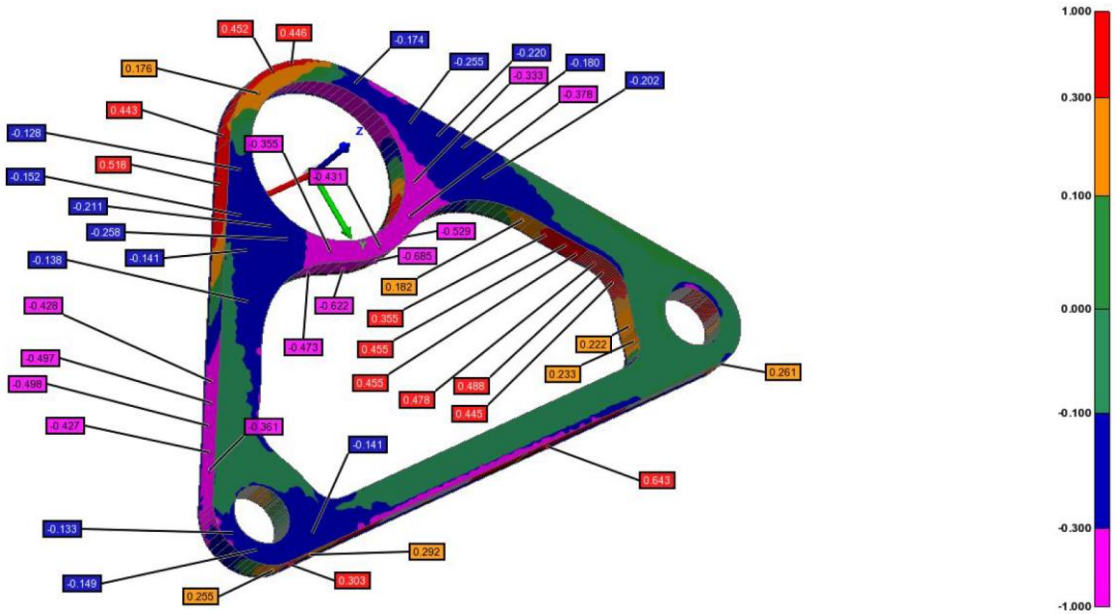


**Şekil 4.11.** Numunenin fiziksel yükleme testinde 750 kg'a kadar yük grafiği

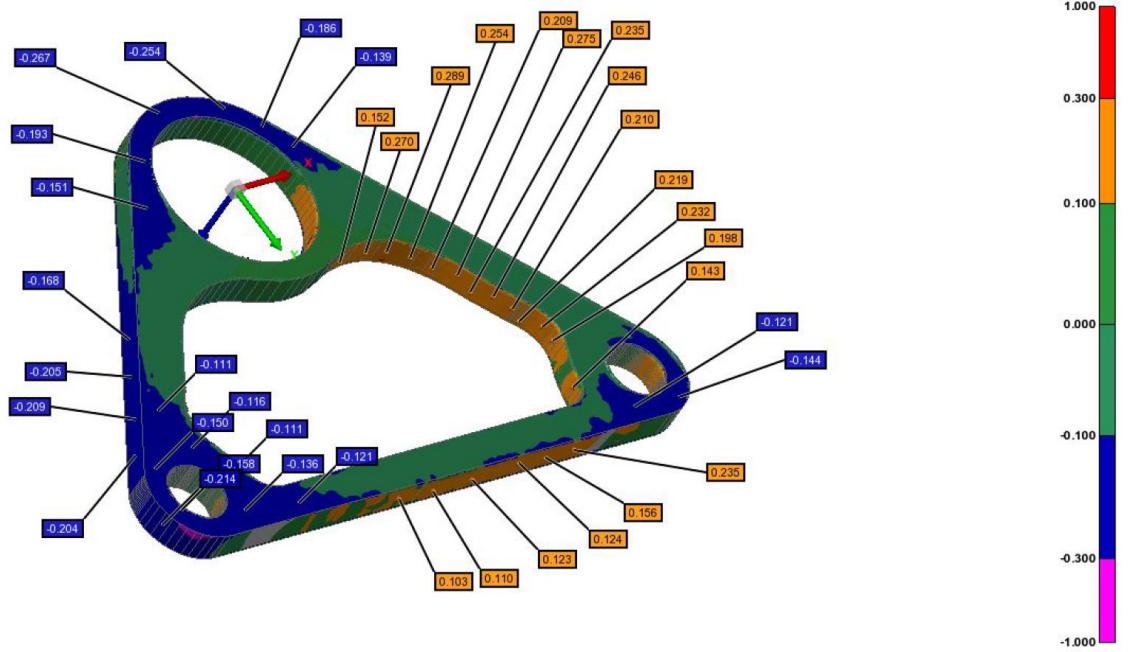


Şekil 4.12. Parçanın 7500N yük altındaki analiz sonuçları

Testten çıkan parça analiz sonuçları ile karşılaştırılmak üzere 3D boyutlu taramaya yöntemi ile ölçümü yapılmıştır. Ölçüm, yönlendirme krank parçası montajlı halinden sökülerek alt ve üst parça olarak 2 parça halinde yapılmıştır ve ölçüm sonuçları Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’de verilmiştir.



Şekil 4.13. Alt parçanın 3 boyutlu tarama yöntemi ile ölçüm sonucu



**Şekil 4.14.** Üst parçanın 3 boyutlu tarama yöntemi ile ölçüm sonucu

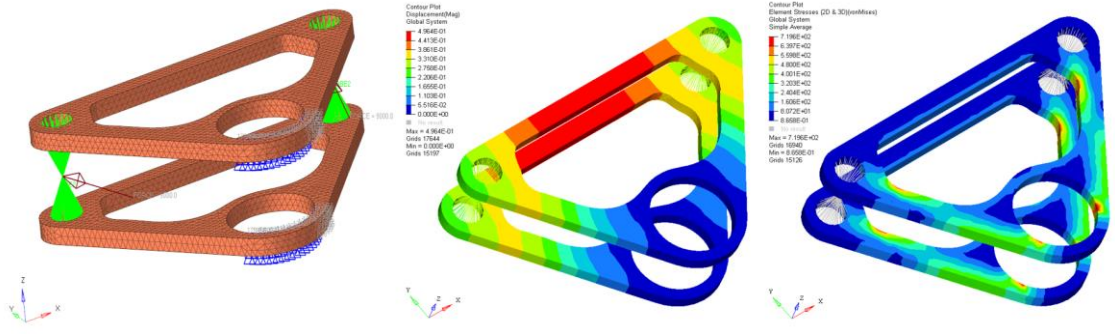
Ölçüm raporu sonuçlarına göre, alt parçada 0.643mm'lik bir deformasyon üst parçada ise 0.235mm 'lik bir deformasyon gözlemlenmiştir. Lineer olarak varsayılan sonlu elemanlar analiz sonuçlarında ise, yer değiştirme değeri alt ve üst parça için simetrik olup 0.413mm 'dir. Her ne kadar da analizi yapılan çalışmaya en yakın koşulların fiziksel testlerinin uygulanması amaçlansa da analizde RBE2 elemanlar ile bağlantı deliklerine simetrik olan dağıtılan kuvvetler, fiziksel testlerde birebir uygulanması mümkün olmamıştır. Hidrolik pistondan yük uygulanması için parçaya bağlanan kancalar yer çekimi etkisi ile Şekil 4.15'de görüldüğü üzere alt parçanın üzerinde durmaktadır ve kuvvetin simetrik olarak dağılmamasına alt parçadaki gerilmenin daha fazla olmasına neden olmuştur.



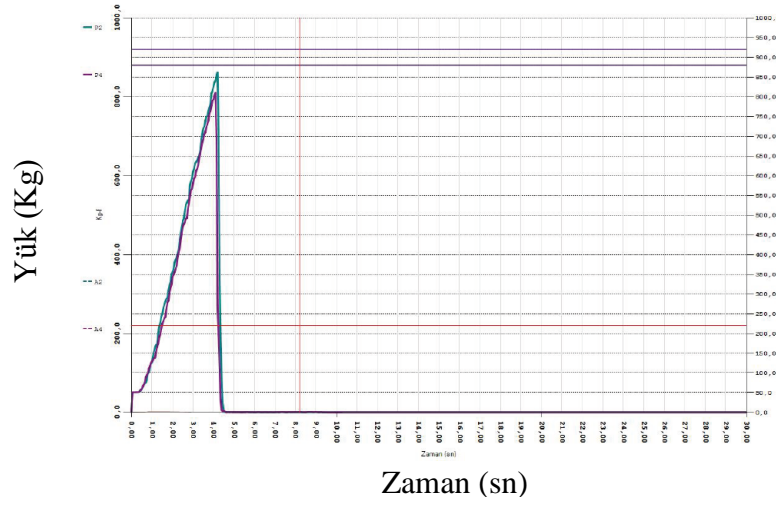
**Şekil 4.15.** Fiziksel yükleme testi kanca bağlantı sistemi

Sonlu elemanlar analizinde gözlemlenen her parçadaki 0.413mm'lik deformasyon, iki parçanın montajlı olarak düşünülüğünde 0.816mm'lik bir deformasyona denk gelmektedir. Fiziksel testlerde ise, kanca bağlantısının alt parçaya daha yakın olması sebebi ile alt parçada 0.643mm üst parçada ise 0.235mm'lik gözlenen deformasyon toplamı 0.878mm'ye denk gelmektedir.

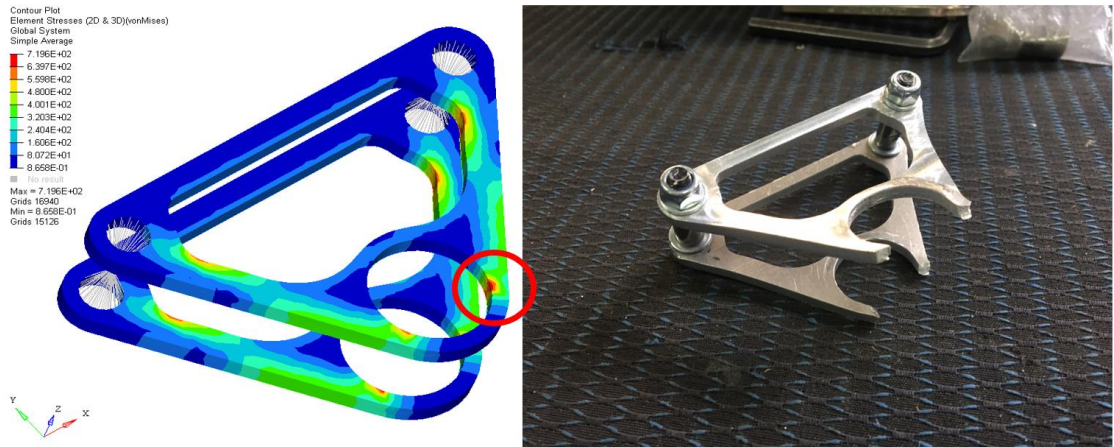
Parça üzerinde oluşan maksimum gerilme noktasının fiziksel testlerdeki kopma noktasıyla kıyaslanması için, test ve analiz değerleri 150kg daha arttırılmış ve işlem tekrarlanmıştır. Şekil 4.16'da görüldüğü üzere parçanın üzerinde oluşan gerilme değeri 719MPa gözlemlenerek, malzemenin çekme mukavemetinin çok üzerinde ve kopma noktasını geçtiği gözlenmiştir. Şekil 4.17'de ise 900kg yük uygulanan testte parçamız 820kg civarında kırıldığı gözlemlenmiştir.



**Şekil 4.16.** Parçanın 9000N yük altındaki analiz sonuçları



**Şekil 4.17.** Numunenin fiziksel yükleme testinde 900 kg'a kadar yük grafiği



**Şekil 4.18.** Analiz sonucu ve kırılma noktası karşılaştırılması

Parça üzerinde malzemenin maksimum çekme mukavemeti 570Mpa değerinin üzerinde bir gerilme oluşan noktadan parçanın kırılması beklenmektedir. Analiz sonucunda 9000N yük altında parça üzerinde Şekil 4.18’de gösterilen noktada gerilme 719Mpa olarak gözlemlenerek kırılma gerilmesinin çok üzerinde çıkmıştır. Yapılan fiziksel testlerde de parça 8200N yük civarında aynı noktadan kırılma göstermiştir. Bu sonuçlar, araç yönlendirme krankının yapısal tasarım optimizasyonu ile ağırlık azaltılması çalışmasını doğrular niteliktedir. Yazılımlar ile yapılan çalışmaların doğruluğu, fiziksel testlerle de ispatlar niteliktedir.



## 5. SONUÇ

Yapısal tasarım ve şekil optimizasyon yöntemleri kullanılarak optimizasyon çıktılarına göre özgün bir şekilde tasarım yapılmıştır. Yeni tasarım ile birlikte mevcut olan ve kullanılan tasarıma göre %34'lük bir ağırlık azaltma yapılarak istenilen sağlamlık kriterleri yakalanmıştır.

Optimizasyon çıktılarına göre tasarlanan yeni parça, sonlu elemanlar analizleri ile doğrulanmıştır. Yapılan çalışmanın güvenilirliğinin ispatı için, 7075-T6 alüminyum malzemeden üretilen yeni tasarıma fiziksel testler uygulanmıştır. Uygulanan fiziksel testlerin ile analizlerin sonuçları karşılaştırılmış ve tutarlı olduğu gözlemlenmiştir. Optimize edilmiş ve %34 hafifletilmiş parçanın, araç üzerinden gelen maksimum yükün en az 2.5 katına güvenli bir şekilde dayanabileceği kanıtlanmıştır.

Formula SAE yarışında hem kazanmanın hem de tasarımın ödüllendirildiği için, bu çalışmanın yeni Formula SAE aracının tasarımına katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Optimize edilmiş araç yönlendirme krankı hem ağırlığı azaltmış olacak bu da yakıt sarfiyatı azaltmasına ilaveten aracın hızlanmasını sağlayacaktır.

Bu çalışma her ne kadar Formula SAE aracı baz alınarak yapılsa da diğer araç parçalarına da kolaylıkla uygulanabilir. Ağır kütlelere sahip parçalar için gramaj olarak kazanım daha fazla ve avantajlı olacaktır. Belirtildiği gibi mevcut parça üzerinden oluşturulan tasarım hacmi ile yapısal tasarım optimizasyonu yapılması ve optimizasyon sonucuna göre oluşturulmuş yeni tasarım hipotezine şekil optimizasyonu yapılması en uygun sonucu almayı sağlayacaktır.

## KAYNAKLAR

- Anonim, 2019a.** Topoloji Optimizasyonu için SIMP Yöntemi, [http://help.solidworks.com/2019/Turkish/SolidWorks/cworks/c\\_simp\\_method\\_topology.htm](http://help.solidworks.com/2019/Turkish/SolidWorks/cworks/c_simp_method_topology.htm), (Erişim tarihi: 20.06.2019)
- Anonim, 2019b.** Formula SAE Rules, <https://www.fsaeonline.com/.../DownloadDocument.aspx?...> ( Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Anonim, 2019c.** FSAE forum, <http://www.fsae.com/forums/showthread.php?6640-Sacli-Suspension> ( Erişim tarihi: 18.05.2019)
- Anonim, 2019d.** Optimizasyon Teknikleri, <http://www.ibrahimcayiroglu.com/Dokumanlar/OptimizasyonTeknikleri/OptimizasyonTeknikleri-5.Hafta-Genetik Algoritma.pdf> (Erişim Tarihi : 27.04.2019)
- Anonim, 2019e.** Elastik ve Plastik Deformasyon, <https://www.maktoloji.com/2018/10/elastik-ve-plastik-deformasyon-sekil.html>(Erişim Tarihi : 21.05.2019)
- Anonim, 2019f.** Altair Optistruct, [http://www.s-t.com.tr/altair\\_optistruct.html](http://www.s-t.com.tr/altair_optistruct.html) (Erişim Tarihi : 16.05.2019)
- Almeida, B., Pavanello, R. 2019.** Topology Optimization of the Thickness Profile of Bimorph Piezoelectric Energy Harvesting Devices. *Journal of Applied and Computational Mechanics*, 5(1), 113-127.
- Bundose, M. P. , Sigmund, O. 2003.** Topology optimization. Theory, method and applications, Springer, Berlin, Germany, 370 pp.
- Dantzig, G. B. , 1987.** Origins of Simplex Method, *System Optimization Laboratory*, Technical Report.
- Demir, C.** Makine Mühendisliğinde Sonlu Elemanlar Yöntemi, *Yıldız Teknik Üniversitesi MEK 102 Ders Notu*, 109 sayfa
- Enginar, H. E., 2014.** Ağır taşıt jantının topoloji optimizasyonu yardımıyla optimum tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, DEÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Williamson F., 1980.** Richard Courant and the finite element method: A further method: A further look, *Historia Mathematica* , Volume 7, issue 4, 369-378.
- Fanni, M., Shabara, N. , Alkalla M. 2013.** A Comparison Between Different Topology Optimization Methods. *Engineering Journal*.
- Göv, İ., 2009.** Applying topology optimization to design of planer machine parts, *Yüksek Lisans Tezi*, GAÜ Doğa ve Uygulamalı Bilimler Enstitüsü, Gaziantep.
- Gezer, İ. K., 2011.** Applying topology optimization under fatigue loading, *Yüksek Lisans Tezi*, GAÜ Doğa ve Uygulamalı Bilimler Enstitüsü, Gaziantep.
- Kılıçaslan, A., 2018.** Topoloji optimizasyonu yöntemi ile ağırlığı azaltılmış, yeni bir araç taşıyıcı yüksek konteynir kavramsal tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Optistruct , 2017.** Optistruct reference guide. Hyperworks,Altair.
- Altair University, 2019.** Free Altair Student Edition. Hyperworks,Altair. <https://altairuniversity.com/free-altair-student-edition/>(Erişim Tarihi : 10.01.2019)
- Poyraz, M. 2004.** Bir kamyon şasisinin yapısal optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Weck O. , 2005.** ;Design optimization, Massachusetts Institute of Technology, Engineering Design and Rapid Prototyping, Lecture 6, 36 pages.

**Rozvany, G. 2000.** The SIMP method in topology optimization- theoretical background, advantages and new applications. 8<sup>th</sup> Symposium on multi disciplinary analysis and optimization, 9 June 2000- 9 August 2000, California, United States.

**Lin, J., Tong, L., Luo, Z.Y. 2009.** Design Optimization and Testing of an Active Core for Sandwich Panels.School of Aerospace, Mechanical and Mechatronics, University Sydney, Australia.

**Zienkiewicz,O.C., Cheung, Y.K, 1967** The Finite Element in Structural and Continuum Mechanics, McGraw-Hill publishing Coy Ltd, London, p148

## **EKLER**

- EK 1** Fiziksel Test Kuvvet-Yük-Zaman Raporları  
**EK 2** 3D Ölçüm Raporu

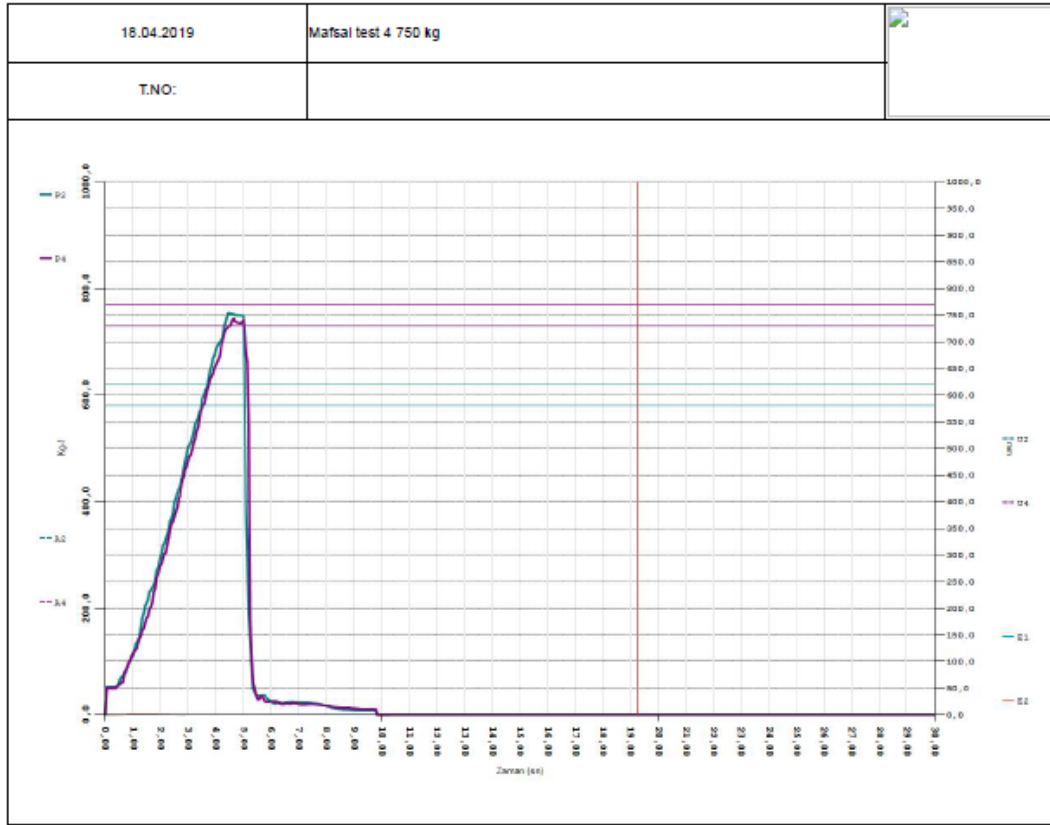












Zaman(Sn)	P1 (Kg)	P2 (Kg)	P3 (Kg)	P4 (Kg)	P5 (Kg)	P6 (Kg)	P7 (Kg)	P8 (Kg)	D5 (mm)	D6 (mm)	D7 (mm)	D8 (mm)	E1 (mm)	E2 (mm)	E3 (mm)	E4 (mm)	Zaman(Sn)	P1 (Kg)	P2 (Kg)	P3 (Kg)	P4 (Kg)	P5 (Kg)	P6 (Kg)	P7 (Kg)	P8 (Kg)	D5 (mm)	D6 (mm)	D7 (mm)	D8 (mm)	E1 (mm)	E2 (mm)	E3 (mm)	E4 (mm)
0,00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0		
0,05	0,0	51,7	0,0	50,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,05	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0		
0,10	0,0	51,7	0,0	50,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,10	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,15	0,0	51,8	0,0	50,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,15	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,20	0,0	51,8	0,0	50,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,20	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,25	0,0	51,8	0,0	50,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,25	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,30	0,0	51,8	0,0	50,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,3	-0,4	0,0	0,0	15,30	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0		
0,35	0,0	51,8	0,0	50,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,4	-0,6	0,0	0,0	15,35	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,40	0,0	53,5	0,0	50,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,5	-0,7	0,0	0,0	15,40	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,45	0,0	55,4	0,0	54,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,7	-1,0	0,0	0,0	15,45	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,50	0,0	58,9	0,0	55,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,8	-1,1	0,0	0,0	15,50	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,55	0,0	67,7	0,0	58,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,7	-1,2	0,0	0,0	15,55	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,60	0,0	70,7	0,0	60,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,7	-1,2	0,0	0,0	15,60	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
0,65	0,0	73,7	0,0	61,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,8	-1,4	0,0	0,0	15,65	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,70	0,0	76,1	0,0	79,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,9	-1,4	0,0	0,0	15,70	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,75	0,0	80,4	0,0	83,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,0	-1,6	0,0	0,0	15,75	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,80	0,0	91,0	0,0	86,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,1	-1,8	0,0	0,0	15,80	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,85	0,0	95,4	0,0	98,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,2	-1,9	0,0	0,0	15,85	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,90	0,0	102,6	0,0	101,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,2	-2,0	0,0	0,0	15,90	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,95	0,0	108,6	0,0	109,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,3	-2,0	0,0	0,0	15,95	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,00	0,0	110,4	0,0	116,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,5	-2,0	0,0	0,0	16,00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,05	0,0	121,7	0,0	119,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,8	-2,2	0,0	0,0	16,05	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,10	0,0	133,4	0,0	122,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-2,2	-2,5	0,0	0,0	16,10	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,15	0,0	136,9	0,0	124,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-2,5	-2,8	0,0	0,0	16,15	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,20	0,0	142,5	0,0	134,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-2,8	-3,1	0,0	0,0	16,20	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,25	0,0	144,5	0,0	142,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-3,0	-3,4	0,0	0,0	16,25	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,30	0,0	162,7	0,0	148,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-3,2	-3,5	0,0	0,0	16,30	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,35	0,0	181,8	0,0	159,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-3,4	-3,6	0,0	0,0	16,35	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,40	0,0	189,6	0,0	161,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-3,6	-3,8	0,0	0,0	16,40	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,45	0,0	204,4	0,0	172,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-3,8	-4,0	0,0	0,0	16,45	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,50	0,0	209,5	0,0	181,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-4,0	-4,2	0,0	0,0	16,50	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,55	0,0	215,8	0,0	184,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-4,1	-4,4	0,0	0,0	16,55	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,60	0,0	230,9	0,0	198,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-4,2	-4,6	0,0	0,0	16,60	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,65	0,0	233,6	0,0	202,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-4,4	-4,8	0,0	0,0	16,65	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,70	0,0	239,0	0,0	210,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-4,5	-4,9	0,0	0,0	16,70	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,75	0,0	243,4	0,0	230,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-4,9	-5,1	0,0	0,0	16,75	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,80	0,0	251,0	0,0	237,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-5,2	-5,3	0,0	0,0	16,80	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,85	0,0	271,4	0,0	257,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-5,4	-5,6	0,0	0,0	16,85	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,90	0,0	275,1	0,0	262,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-5,6	-5,8	0,0	0,0	16,90	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,95	0,0	285,3	0,0	268,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-5,7	-6,0	0,0	0,0	16,95	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0



























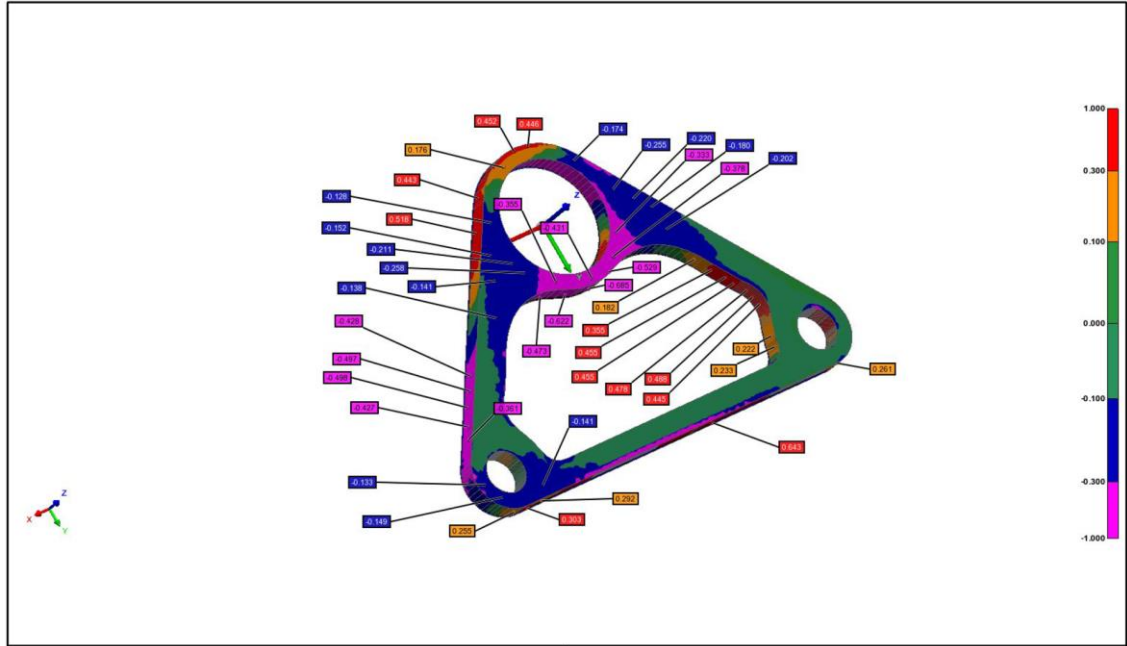








## EK 2 ÖLÇÜM RAPORU

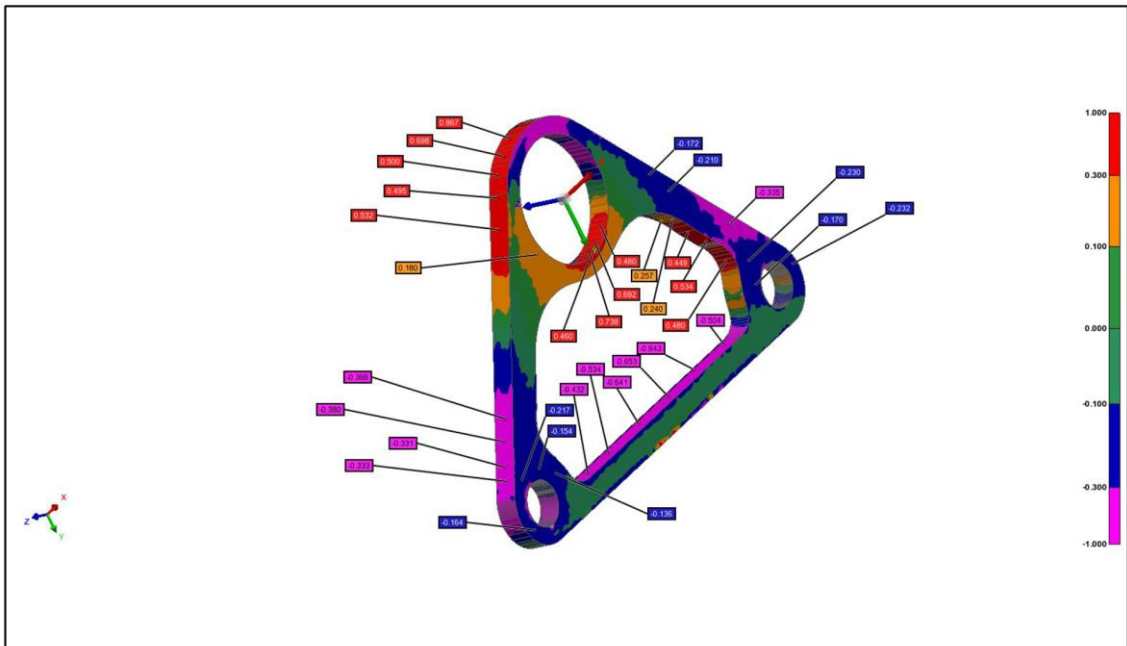


Organization:  
Operator:  
E-mail:

Part name:Çan Krank Alt  
Part number:  
Piece: piece 1

14/05/2019

2/3

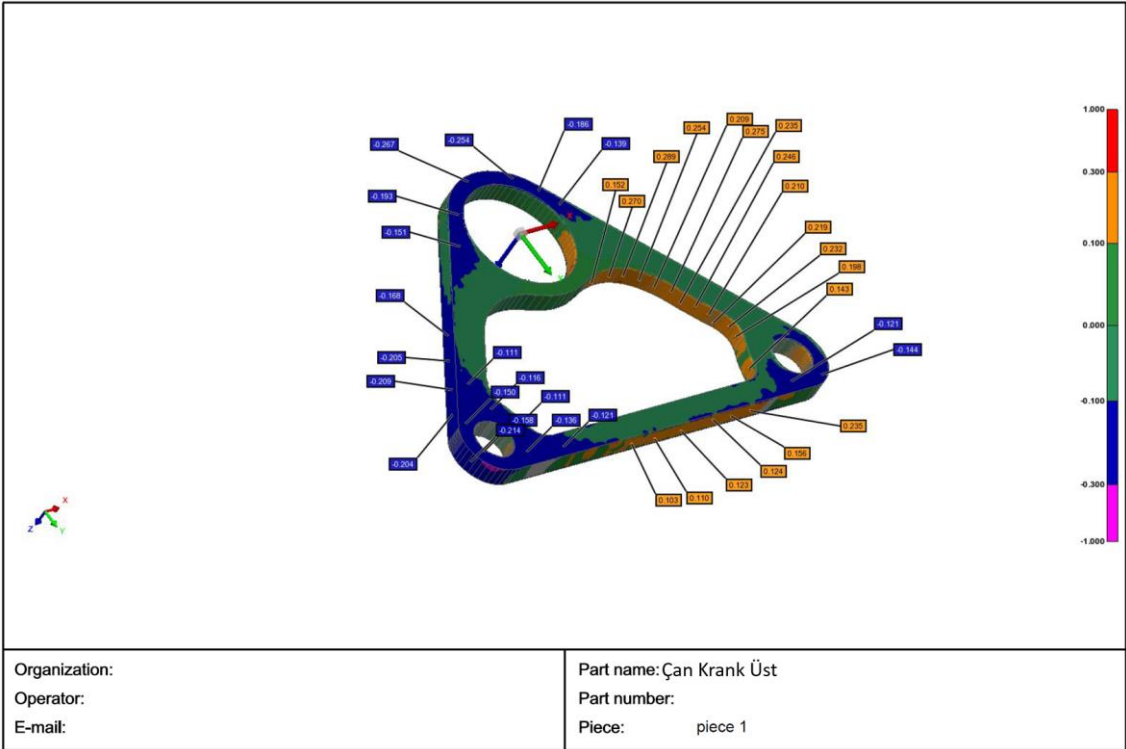


Organization:  
Operator:  
E-mail:

Part name:Çan Krank Alt  
Part number:  
Piece: piece 1

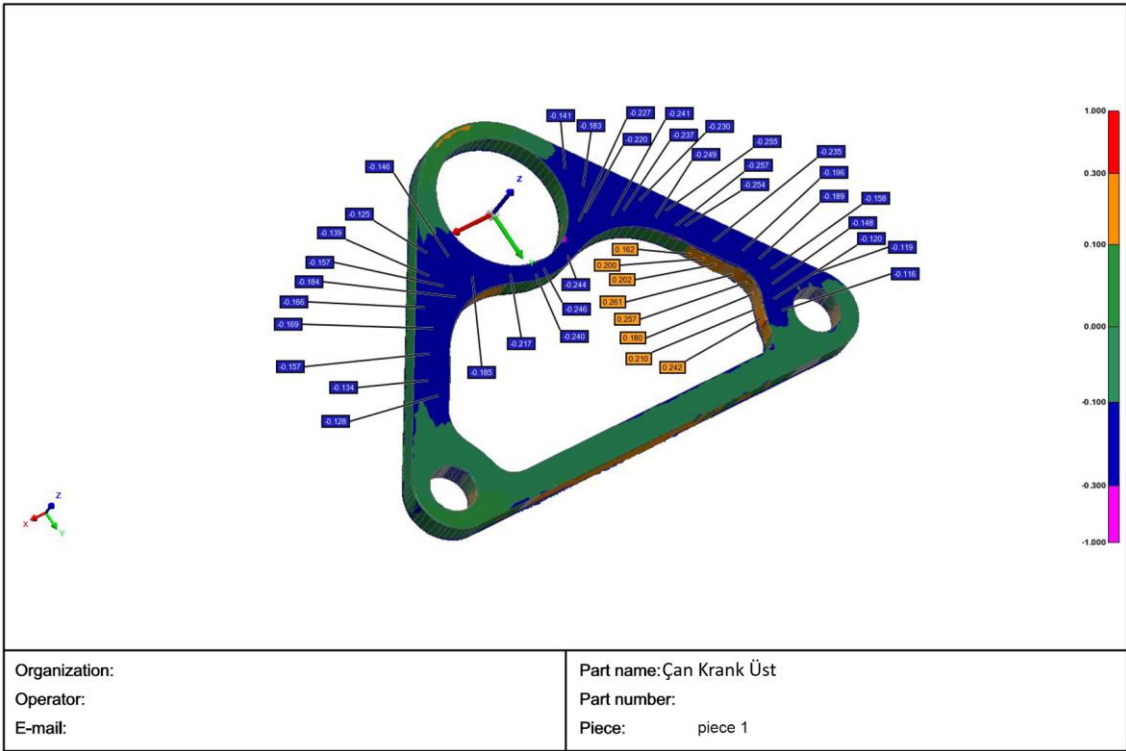
14/05/2019

3/3



14/05/2019

2/3



14/05/2019

3/3

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Kaan DEMİRBİLEK  
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa 24.11.1989  
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu  
Lise : Bursa Şükrü Şankaya Anadolu Lisesi  
Lisans : Uludağ Üniversitesi – Makine Mühendisliği  
Yüksek Lisans : Bahçeşehir Üniversitesi - İşletme

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : BRUSA Koltuk ve İç Trim Tek. San. Tic. A.Ş.

İletişim (e-posta) : kaan.demirbilek@outlook.com

Yayınları :

## ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

## TEZ ÇOĞALTMA VE ELEKTRONİK YAYIMLAMA İZİN FORMU

Yazar Adı Soyadı	Kaan DEMIRBILEK
Tez Adı	Araç Yönlendirme Krank Elemanının Yapısal Tasarım Optimizasyonu
Enstitü	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Otomotiv Mühendisliği
Tez Türü	Yüksek Lisans
Tez Danışman(lar)ı	<b>Prof Dr. Ferruh ÖZTÜRK</b>
Çoğaltma (Fotokopi Çekim) izni	<input type="checkbox"/> Tezimden fotokopi çekilmesine izin veriyorum <input checked="" type="checkbox"/> Tezimin sadece içindekiler, özet, kaynakça ve içeriğinin % 10 bölümünün fotokopi çekilmesine izin veriyorum <input type="checkbox"/> Tezimden fotokopi çekilmesine izin vermiyorum
Yayımlama izni	<input type="checkbox"/> Tezimin elektronik ortamda yayımlanmasına izin Veriyorum

Hazırlamış olduğum tezimin belirttiğim hususlar dikkate alınarak, fikri mülkiyet haklarım saklı kalmak üzere Uludağ Üniversitesi Kütüphane ve Dokümantasyon Daire Başkanlığı tarafından hizmete sunulmasına izin verdiğimi beyan ederim.

Tarih: 31.10.2019

İmza :