

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖVME YÖNTEMİ İLE ÜRETİLMİŞ ROTİLLİ
SALINCAK KOLUNUN TOPOLOJİ
OPTİMİZASYONU İLE TASARIM İYİLEŞTİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed Hüseyin NALBANT

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM VE İMALAT
Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Sedat İRİÇ

Haziran 2021

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖVME YÖNTEMİ İLE ÜRETİLMİŞ ROTİLLİ
SALINCAK KOLUNUN TOPOLOJİ
OPTİMİZASYONU İLE TASARIM İYİLEŞTİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed Hüseyin NALBANT

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM VE İMALAT

Bu tez tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

.....

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

M. Hüseyin NALBANT
13.06.2021

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, çalışmamın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımını esirgemeyen, beni yönlendiren danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Sedat İRİÇ'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamı tamamlamamda her türlü imkân ve olanağı sağlayan Teknorot Otomotiv Ürünleri San ve Tic. A.Ş firmasına ve destekleyen tüm yöneticilerine teşekkür ederim.

Dört yıldır çalışmakta olduğum Serbes Makine San. Ve. Tic. Ltd. Şti. firmasına bana kattıkları tüm bilgi, birikim ve farkındalıktan ötürü kendilerine teşekkür ederim.

Çalışma ve okul hayatım boyunca her türlü desteklerini esirgemeyen ve yeri geldiğinde motive eden tüm arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak yaşantım ve eğitim hayatım boyunca her zaman yanımda olan, desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, bana her zaman güvenen başta annem ve babam olmak üzere tüm aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
TABLolar LİSTESİ.....	ix
ÖZET	x
SUMMARY.....	xi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
BÖLÜM 3.	
SALINCAK KOLU.....	10
3.1. Salıncak Kolu ve Görevleri.....	10
3.2. Salıncak Kolunun Fonksiyonları.....	12
3.3. Salıncak Kolu Tasarımı.....	13
3.4. Salıncak Kolu Üretim Yöntemi.....	14
BÖLÜM 4.	
SONLU ELEMANLAR METODU VE OPTİMİZASYON.....	16
4.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihsel Gelişimi.....	16
4.2. Sonlu Elemanlar Metodu.....	17
4.3. Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanım Alanları.....	19
4.4. Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantaj ve Dezavantajları.....	20

4.5. Optimizasyon.....	21
4.6. Yapısal Optimizasyon.....	24
4.6.1. Boyut optimizasyonu.....	24
4.6.2. Şekil optimizasyonu.....	25
4.6.3. Topoloji optimizasyonu.....	25

BÖLÜM 5.

SALINCAK KOLUNUN SONLU ELEMANLAR İLE ANALİZİ.....	27
5.1. Malzeme Tayini.....	27
5.2. Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması.....	28
5.3. Sınır Şartlarının Belirlenmesi.....	31
5.4. Sonuçlar.....	33
5.5. Salıncak Kolu Topoloji Optimizasyonu.....	35
5.6. 1.Tasarım.....	39
5.7. 2.Tasarım.....	40
5.8. 1.Tasarıma Ait Statik Analiz.....	42
5.9. 2.Tasarıma Ait Statik Analiz.....	45

BÖLÜM 6.

YORULMA.....	49
6.1. Yorulma Kırılması.....	50
6.2. Yorulma - Ömür Hesabı Yaklaşımları.....	52
6.2.1. Gerinim - Ömür yaklaşımı.....	54
6.2.2. Kırılma mekaniği yaklaşımı.....	55
6.2.3. Gerilme - Ömür yaklaşımı.....	56
6.3. Rotilli Salıncak Yorulma(Ömür) Analizi.....	57
6.3.1. Yorulma ömrü(Life).....	58
6.3.2. Yorulma hasarı (Damage).....	59
6.3.3. Yorulma güvenlik faktörü (Safety factor).....	59
6.3.4. Biaxiality indication.....	61
6.3.5. Eşdeğer alternatif gerilme (Equivalent alternating stress).....	62

BÖLÜM 7.

OPTİMİZE PARÇALARIN İMALATI VE DENEYSEL DOĞRULAMA

ÇALIŞMASI.....	65
7.1. Rotilli Salıncak Esas Parça.....	65
7.2. 1.Tasarım Model İmalatı.....	65
7.3. 2.Tasarım Model İmalatı.....	67
7.4. Yorulma(Ömür) Test Düzenegi.....	68
7.5. Parçaların Test Düzenegine Bağlanması Ve Uygulanması.....	69

BÖLÜM 8.

TARTIŞMA VE SONUÇ.....	74
------------------------	----

KAYNAKLAR.....	76
----------------	----

ÖZGEÇMİŞ.....	79
---------------	----

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım
CAE	: Bilgisayar Destekli Mühendislik Analizi
CAM	: Bilgisayar Destekli İmalat
E	: Elastisite Modülü
F	: Kuvvet
Kg	: Kilogram
K_f	: Yüzey Faktörü
Max	: Maksimum
Min	: Minimum
Mpa	: Megapaskal
N	: Çevrim Sayısı
σ	: Gerilme
ϵ	: Gerinim
Δ	: Değişim

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Topoloji Optimizasyonu ve Üretken Tasarım Modelleri.....	4
Şekil 2.2. a) Gerilme sonucu, b) Yer değiştirme sonucu	5
Şekil 2.3. Optimum Tasarım	6
Şekil 2.4. Parçalar ve Analiz Sonuçları	7
Şekil 3.1. Araç Ön Takım Elemanları	10
Şekil 3.2. Alüminyum dövme salıncak kolu	12
Şekil 3.3. Salıncak kolu ve bağlantı yapısı	12
Şekil 3.4. Salıncak koluna ait tasarım modellemesi	13
Şekil 3.5. Kademeli dövme işlemi	14
Şekil 3.6. Bükme kalıbı ve işlemi.....	15
Şekil 3.7. Ön dövme ve finish işlemi	15
Şekil 4.1. Daire çevresinin sonlu elemanlar yöntemi ile gösterimi.....	17
Şekil 4.2. Bazı şekillerin küçük çizgilere bölünmesi.....	18
Şekil 4.3. Nümerik çözümleme mantığına dair şematik örnek.....	19
Şekil 4.4. Sonlu Elemanlar yöntemine ait bazı kullanım alanları.....	20
Şekil 4.5. Geleneksel tasarım yöntemi.....	22
Şekil 4.6. Optimum tasarım yöntemi.....	22
Şekil 4.7. Yapısal optimizasyonun üç türü a) Boyut optimizasyonu b) Şekil optimizasyonu c) Topoloji optimizasyonu.....	24
Şekil 4.8. Boyut optimizasyonu örneği.....	25
Şekil 4.9. Şekil optimizasyonu örneği.....	25
Şekil 4.10. Topoloji optimizasyonu örneği.....	26
Şekil 4.11. Topoloji optimizasyon aşamaları.....	26
Şekil 5.1. İstenilen mekanik değerlerin analiz ortamına aktarılması	27
Şekil 5.2. Virtual Topology öncesi.....	28

Şekil 5.3. Virtual Topology sonrası.....	29
Şekil 5.4. Mesh.....	29
Şekil 5.5. Mesh Kabul Kriteri.....	30
Şekil 5.6. Element Quality Mesh Kabul Kriteri.....	30
Şekil 5.7. Sınır şartları.....	31
Şekil 5.8. Remote Displacement.....	32
Şekil 5.9. Fixed Support.....	33
Şekil 5.10. Force.....	33
Şekil 5.11. Max gerilme.....	34
Şekil 5.12. Kritik Bölge.....	34
Şekil 5.13. Max Total Deformasyon.....	35
Şekil 5.14. Exclusion Region.....	36
Şekil 5.15. Topoloji Optimizasyon.....	37
Şekil 5.16. Topoloji Detay.....	37
Şekil 5.17. 10,67° Açılı Delik.....	38
Şekil 5.18. Topoloji ile Esas Parça Karşılaştırma.....	39
Şekil 5.19. 1.Tasarıma Ait Parça.....	40
Şekil 5.20. 2. Tasarıma Ait Parça.....	41
Şekil 5.21. Derinlik 3mm.....	41
Şekil 5.22. Tasarım 1 Sınır Şartları.....	43
Şekil 5.23. 1.Tasarıma Ait Mesh.....	43
Şekil 5.24. 1.Tasarıma Ait Max Gerilme.....	44
Şekil 5.25. 1.Tasarım Max. Deformasyon.....	45
Şekil 5.26. Tasarım 2 Sınır Şartları.....	45
Şekil 5.27. 2.Tasarıma Ait Mesh.....	46
Şekil 5.28. 2.Tasarıma Ait Max Gerilme.....	47
Şekil 5.29. 2.Tasarım Max. Deformasyon.....	47
Şekil 6.1. Wöhler'in geliştirdiği test düzeneğinin şematik gösterimi.....	49
Şekil 6.2. Statik Yük(a) Dinamik Yük(b).....	50
Şekil 6.3. Yük durumuna göre kırılma çeşitleri.....	51
Şekil 6.4. Sünek(a), Gevrek(b), Yorulma kırılması(c).....	52
Şekil 6.5. Uygulanan Yük Durumuna Göre Tasarım Yaklaşımları.....	52

Şekil 6.6. Toplam yorulma ömrünün aşamaları.....	53
Şekil 6.7. Yükleme tipine bağlı çatlağın ilerleme durumu.....	55
Şekil 6.8. Tekrarlı yükleme durumunda gerilme - zaman grafiği.....	56
Şekil 6.9. Esas parça life.....	58
Şekil 6.10. 1.Tasarım life.....	58
Şekil 6.11. 2.Tasarım life.....	59
Şekil 6.12. Esas parça Safety Factor.....	60
Şekil 6.13. 1.Tasarım Safety Factor.....	60
Şekil 6.14. 2.Tasarım Safety Factor.....	60
Şekil 6.15. Esas parça Biaxiality Indication.....	61
Şekil 6.16. 1.Tasarım Biaxiality Indication.....	62
Şekil 6.17. 2.Tasarım Biaxiality Indication.....	62
Şekil 6.18. Esas parça Equivalent Alternating Stress.....	63
Şekil 6.19. 1.Tasarım Equivalent Alternating Stress.....	63
Şekil 6.20. 2.Tasarım Equivalent Alternating Stress.....	63
Şekil 7.1. Esas parça ağırlık.....	65
Şekil 7.2. 1.modele ait CNC tezgâhında görünüş.....	66
Şekil 7.3. 1.model ağırlık.....	66
Şekil 7.4. 2.modele ait CNC tezgâhında görünüş.....	67
Şekil 7.5. 2.model ağırlık.....	68
Şekil 7.6. Tek Eksenli Test Düzeneği.....	69
Şekil 7.7. Yükün Uygulandığı Bağlantı Parçası.....	70
Şekil 7.8. Fixed Support Bağlantı M16 Burcu.....	70
Şekil 7.9. 1.Tasarım Salıncak Kolunun Rijit Tablaya Montajı.....	71
Şekil 7.10. 2.Tasarım Salıncak Kolunun Rijit Tablaya Montajı.....	71
Şekil 7.11. Salıncak Kolunun Test Düzeneğine Montajı.....	72
Şekil 7.12. Kuvvet – Yer Değiştirme Grafiği.....	73
Şekil 7.13. Yer Değiştirme – Çevrim Sayısı Grafiği.....	73

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. Eren ve Sezer Sonuçlar	5
Tablo 2.2. Albak alışma Sonuçları	6
Tablo 2.3. Yıldız Karşılaştirmalı Sonuçlar	7
Tablo 2.4. Daysal Yorulma Emniyet Katsayı Sonuçları	8
Tablo 2.5. Yende, Tadamalle ve Burande Sonuçlar	8
Tablo 2.6. Turan Sonuçlar	9
Tablo 5.1. Mesh, Maksimum Gerilme ve Element Quality İlişkisi.....	31
Tablo 5.2. 1.Tasarım ve 2.Tasarım Karşılaştırma	42
Tablo 5.3. Max Gerilme ve Total Deformasyon Karşılaştırma	48
Tablo 6.1. Yorulma Sonuçlar.....	64
Tablo 7.1. 1.Tasarım ve 2.Tasarım Gerçek Kütleler	68

ÖZET

Anahtar kelimeler: Rotilli Salıncak, Statik Yapısal Analiz, Topoloji Optimizasyonu, Yorulma Analizi, Ömür Analizi, Sonlu Elemanlar Analizi

Bu tez kapsamında alüminyum dövme yöntemi ile imal edilmiş rotilli salıncak kolunun, aynı yük değerleri altında oluşan gerilme değerlerinin korunarak topoloji optimizasyonu ile kütlelerinin hafifletilmesi amaçlanmıştır. Elde edilen statik analiz sonuçları yorulma analizi ve test düzeneği ile doğrulanmıştır.

Analiz sonuçlarından elde edilen veriler ışığında en iyi sonucu veren iki model imal edilerek teste tabi tutulmuştur ve sonuçlar ömür açısından simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Mevcut parçaya firma tarafından kabul görülen sınır şartlarında ANSYS 18.0 programında statik analiz yapılarak, maksimum gerilme değerleri ve kritik bölgeler belirlenmiştir. Analiz sonuçları doğrultusunda parça %35 oranında kütle hafifletmesi amacıyla topoloji optimizasyonuna tabi tutulmuştur. Topoloji optimizasyonundan elde edilen veriler ANSYS SpaceClaim yazılımına aktarılarak gerekli düzenlemeler yapılmıştır. Optimize edilmiş parça SolidWorks 2019 ortamında imal edilebilir hale getirilmesi için tekrardan tasarlanıp 2 farklı model olarak nihai test parçaları oluşturulmuştur. 2 farklı tasarım da esas parçayla aynı sınır şartlarında statik analize tabi tutulup çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca mevcut ve topoloji optimizasyonu sonucu tasarlanan parçalara sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma ve ömür analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar firmada mevcut olan parçaya uygulanan deneysel çalışmalardaki veriler ile karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda aynı dayanıma sahip fakat kütlesi yaklaşık olarak %10 hafifletilmiş 2 farklı rotilli salıncak kolu tasarımı elde edilmiştir.

DESIGN IMPROVEMENT BY TOPOLOGY OPTIMIZATION OF FORGED THE SUSPENSION CONTROL ARM AND BALL JOINT ASSEMBLY

SUMMARY

Keywords: Suspension control arm and ball joint group, Static Structural Analysis, Topology Optimization, Fatigue Analysis, Life Analysis, Finite Element Analysis

Within the scope of this thesis, it is aimed to reduce the mass of the suspension control arm and ball joint assembly manufactured by the aluminum forging method by maintaining the stress values under the same load values by topology optimization. The static analysis results obtained were verified by fatigue analysis and test setup.

In the light of the data obtained from the analysis results, two models with the best results were manufactured and tested, and the results were compared with the simulation results in terms of life.

The maximum stress values and critical regions were determined by performing a static analysis in ANSYS 18.0 program under the boundary conditions accepted by the company for the existing part. In line with the analysis results, the part was subjected to topology optimization in order to reduce the mass by 35%. The necessary arrangements were made by transferring the data obtained from topology optimization to ANSYS SpaceClaim software. The optimized part was redesigned to make it manufacturable in the Solidworks 2019 environment, and final test parts were created as 2 different models. 2 different designs were subjected to static analysis under the same boundary conditions with the main part and the results were compared. In addition, fatigue and life analyzes were performed with the finite element method on existing parts and designed as a result of topology optimization. The results obtained are compared with the data in the experimental studies applied to the part available in the company. As a result of the work carried out, 2 different suspension control arm and ball joint assembly designs with the same strength but with a weight reduction of approximately 10% were obtained.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüz şartlarında otomotiv ve savunma sanayi başta olmak üzere tüm sektörlerde kullanılan makine parçalarının dayanım ve fonksiyonelliğinden ödün vermeden hafif yapıda olması en önemli isteklerden biridir. Örneğin bir yolcu otobüsünde araçtan hafifletilmiş her ağırlık, aracın performansından yakıt ekonomisine kadar iyileşme sağlayacaktır. Savunma sanayisinde ise araçtan hafifletilmiş her ağırlık, zırhlı aracın içine alınabilecek daha fazla mühimmat anlamına gelmektedir. Dolayısıyla aracın işlevselliğine katkı sağlamayan her fazla ağırlık, yeri geldiğinde aracın içine almayı hedeflediğimiz eşyalardan ya da insanlardan fedakârlık etmemiz gerekeceği anlamına gelmektedir.

Parçanın belirlenen sınır şartları altında mevcut dayanımını etkilemeyecek şekilde hafifletilmesi, başta ham malzeme olmak üzere aracın yakıt tüketimine kadar iyileştirilmesine olanak sağlamaktadır. Tüm bu iyileştirmelere ilave olarak üretici firmalara ham malzeme maliyetlerinin düşürülmesi ile mevcut piyasada daha fazla rekabetçi olma olanağı sağlamaktadır.

Topoloji optimizasyonu, parçanın dayanımına 1.dereceden etki eden yerlerin tespiti ve bunun haricindeki yerler hakkında bilgi sahibi olunup, parçada kütle ve hacim kazanmamıza yardımcı olur.

Giriş bölümünün ardından tezin içeriği ile bağlantılı olarak literatür araştırması yapılmıştır. Salıncak kolu, topoloji optimizasyonu, yorulma analizi, sonlu elemanlar analizi kullanılarak yapılan çalışmalardan bazıları hakkında bilgiler verilip elde edilen sonuçlar incelenmiştir.

Tezin ikinci bölümünde yapılan literatür araştırmasında, topoloji optimizasyonunun çalışma alanının otomotiv, savunma, makine sektöründen biyomekanik ve sağlık sektörüne kadar geniş bir kullanım alanına sahip olduğu görülüp örneklerle desteklenmiştir.

Tezin üçüncü bölümünde salıncak kolunun kullanımı, araçtaki görevi, önemi, fonksiyonları, üretim yöntemleri gibi konularda araştırmalarda bulunulmuştur. Bu bağlamda analizi yapılacak olan rotilli salıncak hakkında analiz öncesinde bilgi verilmek amaçlanmıştır.

Çalışmanın dördüncü kısmında analiz kısmında kullanılacak olan sonlu elemanlar yönteminin tarihsel gelişimi, kullanım alanları, avantajları ve dezavantajları gibi konularda araştırmalarda bulunulmuştur. Bunu takiben günümüz şartlarında firmaların rekabetçilik özelliğini ön plana çıkarabilmesi adına optimizasyon ve optimizasyon çeşitleri ilgili çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir.

Beşinci bölümde çalışmanın statik analiz kısmı ile ilgili uygulanan yöntemler ile analiz aşamaları hakkında bilgi verilmiştir. Elde edilen statik analiz sonuçlarına topoloji optimizasyon modülü eklenerek optimizasyon sonucuna göre iki farklı tasarım çalışması yapılmıştır. Tasarlanan iki farklı model esas parça ile aynı sınır şartlarında statik analize tabi tutularak sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Altıncı bölümde yorulmanın tarihsel gelişimi, hasar oluşumuna sebep olan unsurlar ve yorulma-ömür hesabı yaklaşımları ile ilgili çalışmalar aktarılmıştır. Bunu takiben bir önceki bölümde elde edilen sonuçlara yorulma(ömür) analizi ilave edilerek tüm parçalarda Yorulma Ömrü, Yorulma Hasarı, Yorulma Güvenlik Faktörü, Çift Eksenlilik Göstergesi ve Eşdeğer Alternatif Gerilme değerleri karşılaştırılmıştır.

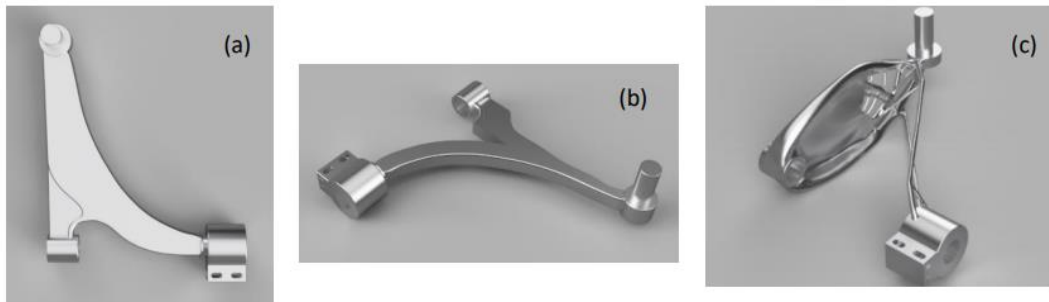
Yedinci bölümde ise iki farklı model olarak tasarlanan parçaların imalatı gerçekleştirilip Teknorot Otomotiv Ürünleri San ve Tic. A.Ş firmasında mevcut olan test düzeneği ile analizde belirtilen sınır şartlarında teste tabi tutulmuştur. Test düzeneğine ait görseller ve açıklamalarda bulunulmuştur.

Tezin son bölümünde tartışma ve sonuç olarak, yukarıda verilen altıncı ve yedinci bölümler çerçevesinde elde edilen sonuçlar tabloya aktarılıp, esas parça ve iki farklı model için sonuçlar değerlendirilmiştir.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde topoloji optimizasyonu ve salıncak kolu üzerinde geçmişe yönelik yapılan bazı çalışmalar hakkında incelemelerde bulunup değerlendirmeler yapılmıştır.

Eren ve Sezer tarafından yapılan “Üretken Tasarım Ve Topoloji Optimizasyonu Yaklaşımlarıyla Ürün Tasarımı” adlı çalışmada, bir otomobil salıncağına ait ham model, topoloji optimizasyonu ve üretken tasarım olarak üç farklı model ele alınmıştır. Öncelikle esas parça belirlenen yükleme şartları altında statik analize tabi tutulup parça üzerinde maksimum gerilme değerleri belirlenmiştir. Daha sonra parça aynı çalışma koşullarında %30 oranında topoloji optimizasyonuna tabi tutulmuştur. Son olarak da üretken tasarım adı altında uygulanan eğilme momentine karşı farklı atalet momentinde kesit çalışması yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda elde edilen topoloji optimizasyonu(b) ve üretken tasarıma(c) ait görsel orijinal model(a) ile birlikte Şekil 2.1.’de verilmiştir [1].



Şekil 2.1. Topoloji Optimizasyonu ve Üretken Tasarım Modelleri [1]

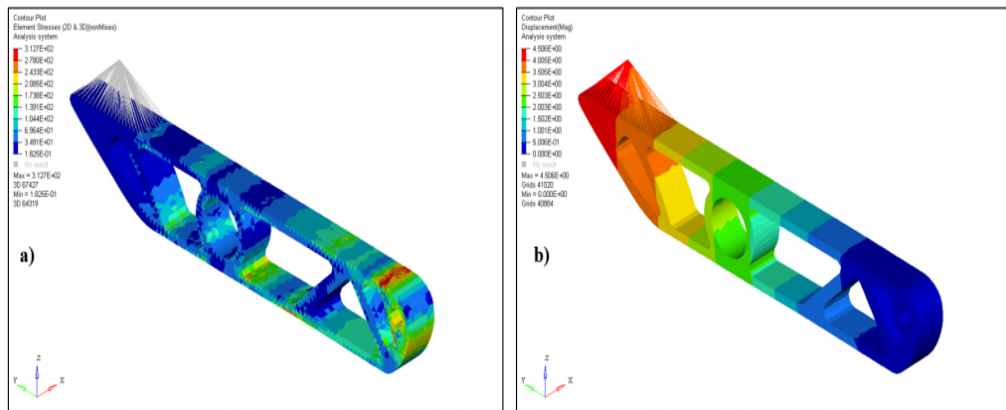
Yapılan çalışma sonucunda esas parçada 140,3 Mpa gelen max. gerilme, topoloji optimizasyon sonucu 157 Mpa’ya çıkmıştır. Buna karşılık ise esas parça ağırlığı 4,1

kg'dan topoloji optimizasyon sonucu 2,9 kg'a düşürülmüştür. Elde edilen sonuç Tablo 2.1.'de verilmiştir [1].

Tablo 2.1. Eren ve Sezer Sonuçlar [1]

	Ham Model	Topoloji Optimizasyonu	Üretken Tasarım
Maksimum Gerilme	140,3 Mpa	157 Mpa	19,51 Mpa
Maks. Yer Değiştirme	2,8 mm	4,4 mm	0,19 mm
Güvenlik Faktörü	1,96	1,75	14
Ağırlık	4159	2969	2444

Albak tarafından yapılan “Formula SAE Aracında Ağırlık Azaltılmasına Yönelik Fren Pedalının Topoloji Optimizasyonu Yöntemiyle Optimum Tasarımı” adlı çalışmada, Formula aracında kullanılan fren pedalına, topoloji optimizasyon ile optimum tasarımın elde edilmesi hakkında çalışma yapılmıştır. Hafiflik, mekanik özellikler ve maliyet avantajı nedeniyle malzeme 7075-T6 seçildiği belirtilmiştir. Yapılan çalışmaya ait fren pedalının yeni model gerilme ve yer değiştirme sonuçlarına ait görsel Şekil 2.2.'de verilmiştir [2].



Şekil 2.2. a) Gerilme sonucu, b) Yer değiştirme sonucu [2]

Çalışma sonucunda ilk modelde 293 Mpa gelen max gerilme ve 309 gram olan ağırlık, optimizasyon sonrası 312 Mpa max gerilme ve 273 gr ağırlık olarak ölçülmüştür.

Bunun sonucunda %11,65'lik bir kütle hafifletmesine karşılık %6,48'lik max gerilme artışı olduğu belirtilmiştir. Belirtilen sonuçlar Tablo 2.2.'de verilmiştir [2].

Tablo 2.2. Albak Çalışma Sonuçları [2]

	İlk Model	Yeni Model	Değişim
Ağırlık(gr)	309	273	-%11,65
Gerilme(Mpa)	293	312	+%6,48
Yer Değiştirme(mm)	4,73	4,51	-%4,65

Yıldız tarafından yapılan “Taşıt elemanlarının yapısal optimizasyon teknikleri ile optimum tasarımı” adlı çalışmada, otomobillerin ön süspansiyon sisteminde kullanılan salıncak kolunun, sırasıyla topoloji ve şekil optimizasyonu yapılarak optimum boyutları bulunmuştur. Ayrıca şekil optimizasyonu için yeni geliştirilen interior arama algoritması literatürde ilk defa optimum ürün tasarımı sürecinde kullanıldığı belirtilmiştir. Optimizasyon çalışmasında topoloji optimizasyonu sonuçlarına göre dört adet tasarım değişkeni belirlenerek bu değişkenlerin alt ve üst limitleri ihlal edilmeyecek şekilde latin hiperküp yöntemi ile yüz farklı salıncak kolu modeli oluşturulmuştur. Her tasarım için verilen çalışma koşullarında sonlu elemanlar analizi yapılarak salıncak kolu üzerinde oluşan gerilme değerleri ve her bir tasarımın ağırlığı hesaplanmıştır. Çalışmanın sonucunda elde edilen optimum tasarım görseli Şekil 2.3.'de verilmiştir [3].



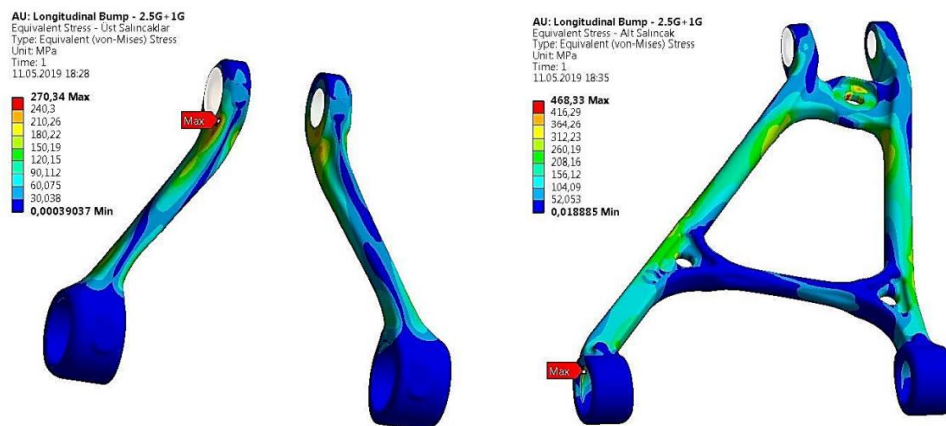
Şekil 2.3. Optimum Tasarım [3]

Çalışma sonucunda ilk modelde 248 Mpa gelen max gerilme ve 275 gr olan ağırlık, optimizasyon sonrası 327 Mpa max gerilme ve 236 gr ağırlık olarak ölçülmüştür. Bunun sonucunda %14,18'lik bir kütle hafifletmesine karşılık %31,85'lik max gerilme artışı olduğu belirtilmiştir. Belirtilen sonuçlar Tablo 2.3.'de verilmiştir [3].

Tablo 2.3. Yıldız Karşılaştırmalı Sonuçlar [3]

	Ağırlık(gr)	Maks. Gerilme (Mpa)
Başlangıç	309	273
Topoloji		
Optimizasyonu	293	312
Sonrası		

Daysal tarafından yapılan “Bağımsız Ön Süspansiyon Sistemine Sahip Yolcu Otobüsü İçin Salıncak Kolu Tasarımı” adlı çalışmada, bir yolcu otobüsüne ait salıncak kollarının farklı yol koşullarında (Engelden geçme, Sola dönüş ve Frenleme) maruz kalacağı kuvvetlere dayanıklılığının tespiti amacıyla literatürde verilen standart yükleme tipleri referans alınarak ve ANSYS Workbench yazılımı kullanılarak statik sonlu elemanlar analizi çalışmaları yapılmıştır. Parçaların analiz sonucu elde edilen görsel Şekil 2.4.'de verilmiştir [4].



Şekil 2.4. Parçalar ve Analiz Sonuçları [4]

Elde edilen sonlu elemanlar analiz sonuçları, alt ve üst salıncak kolları için öngörülen üretim yöntemleri, maliyet, tedarikçi kısıtları ayrı ayrı değerlendirilmiş ve malzeme seçimi yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Son olarak ise yorulma analizi ile ömür tayini yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda engelden geçme, sola dönüş ve frenleme yüklemeye koşullarında oluşan yorulma emniyet katsayıları Tablo 2.4.'de verilmiştir [4].

Tablo 2.4. Daysal Yorulma Emniyet Katsayı Sonuçları [4]

Yüklemeye Koşulu	Üst Salıncak	Alt Salıncak
Engelden Geçme	1,83	1,76
Sola dönüş	3,57	1,72
Frenleme	3,58	2,84

Yende, Tadamalle ve Burande tarafından yapılan “Topology Optimization of Lower Control Arm for LMV” adlı çalışmada, otomobil alt kontrol koluna topoloji optimizasyonu uygulanıp tasarım iyileştirmesi yapılmıştır. Esas parça ANSYS 19.2 kullanılarak statik analize tabi tutulmuştur. Analiz sonucu elde edilen verilere topoloji optimizasyon ilave edilerek sistem tekrardan analiz edilmiştir. Topoloji optimizasyon sonucu elde edilen data CATIA V5'e aktarılarak gerekli kütle boşaltmaları yapılarak tasarım yenilemesi yapılmıştır. Elde edilen optimizasyonlu tasarım tekrardan statik analize tabi tutularak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda 384,75 Mpa gelen max gerilme 398,86 Mpa'ya yükselmiştir. Buna karşılık 2,70 kg olan esas parça 2,25 kg'a düşürülüp Tablo 2.5.'de verilmiştir [5].

Tablo 2.5. Yende, Tadamalle ve Burande Sonuçlar [5]

Esas Model	2,70 kg	384,75 Mpa
Optimize Parça	2,25 kg	398,86 Mpa
Değişim	%16,66	%3,66

Işık tarafından yapılan “Topoloji Optimizasyonu Çatallı Flanş Uygulaması” adlı çalışmada, ağır ticari araç segmentinde kullanılan kardan millerinde, vites kutusu ve diferansiyel flanşları ile bağlantıyı sağlayan çatallı flanş parçasına ait topoloji optimizasyon uygulaması yapılmıştır [6].

Çalışma yapılacak parçanın ham malzemesinden çekme testi örnekleri alınıp parçaya ait mekanik değerler saptanmıştır. Daha sonra çatallı flanş statik analize tabi tutulmuştur. Analiz sonucunda max gerilme 391 Mpa ve max yer değiştirme ise 0,094mm civarlarında gelmiştir. Çatallı flanşa statik analizden sonra topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Optimizasyon sonrası parça SolidWorks 2003 yardımıyla tekrardan modellenmiştir. Modellenen optimize parça Altair Optistruct aracılığıyla statik analize tabi tutulmuştur. Analiz sonucunda max gerilme 550 Mpa ve max yer değiştirme ise 0,145 mm civarlarında gelmiştir. Analizler sonrasında ise statik torsiyon ve yorulma testlerine tabi tutularak alınan sonuçlar neticesinde çalışma desteklenmiştir. Yapılan topolojik optimizasyon çalışması sonucunda çatallı flanşın ağırlığı % 12 civarında azaltılmıştır [6].

Turan tarafından yapılan “Topoloji Optimizasyon Yardımıyla Yeni Bir Sabitleme Plağının Tasarımı Ve Analizi” adlı çalışmada, sağlık sektöründe mevcut olan manibula kırıklarına çözüm olarak en az hacim ve yüzeye sahip aynı zamanda gereken mukavemete sahip bir plak sisteminin oluşturulması için topoloji optimizasyonundan faydalanılmıştır [7].

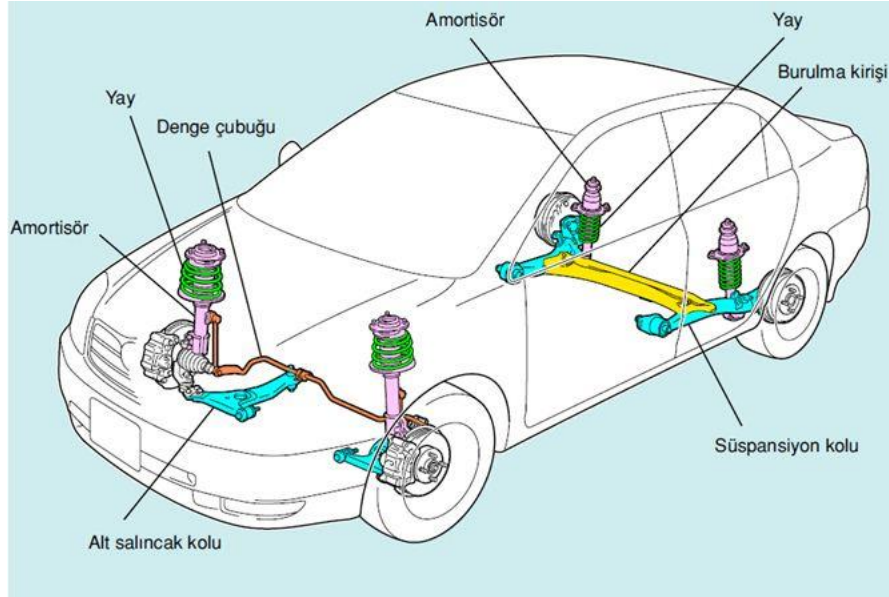
Yapılan analizlerin sonucunda hacim ve yüzey alanının %43,64 oranında azaldığı fakat buna karşılık olarak ise plaktaki maksimum gerilme %6,7 oranında arttığı belirtilmiştir. Belirtilen sonuçlar Tablo 2.6.’da verilmiştir [7].

Tablo 2.6. Turan Sonuçlar [7]

Parametre	Başlangıç Plağı	Optimize Edilmiş Plak
Hacim	280,87 mm ³	130,1 mm ³
Maksimum Gerilme	331,61 Mpa	353,85 Mpa
Maksimum Şekil Değişimi	0,0088567 mm/mm	0,0088312 mm/mm
Kemik ile Temas Yüzey Alanı	115,43 mm ²	64,4 mm ²

BÖLÜM 3. SALINCAK KOLU

Bu bölümde araç ön takımlarının önemli parçalarından biri olan salıncak kolunun kullanım yeri, görevleri, araç içindeki fonksiyonları, tasarım aşamaları, üretim yöntemi gibi konular hakkında bilgi verilmiştir. Şekil 3.1.'de şematik bir araçta mevcut olan ön takım elemanlarından bazıları gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Araç Ön Takım Elemanları [8]

3.1. Salıncak Kolu ve Görevleri

Salıncak kolu, süspansiyon sisteminin bir parçasıdır. Aks taşıyıcısı, z-rot, yay, amortisör ve direksiyon sistemi elemanları ile birlikte araçta ön süspansiyon sistemini oluşturmaktadır. Salıncak kolunun en temel görevi tekerlerin düzgün konumda tutulmasını sağlamak ve bunu yaparken de aşağı ve yukarı hareketlere izin vermesidir. Bununla birlikte istenmeyen kuvvetleri de bir miktar absorbe eder.

Süspansiyon sistemi aracın istenmeyen yol durumlarında dahi kendini yolda tutup, yol ile uyum halinde olmasını sağlar. Salıncak kolları da süspansiyon sisteminin bir parçası olarak tüm tekerlerin bağımsız olarak esnemesini sağlar. Bunun sayesinde aracın yol üzerindeki hareket direncini ve kararlılığını artırır.

Salıncak kolları, bağlantı noktalarına kauçuk malzemeden yapılmış burçlar ile yataklanır. Yataklanan bu burçlar sayesinde tekerleklerin yoldan almış olduğu darbeler bağlantı noktalarında sönümlenir.

Otomobil ve diğer araçlarda süspansiyon sisteminin önemli bir elemanı olan salıncak kolu, ani ya da sürekli yüklere maruz kalmaktadır. Özellikle aracın süspansiyon sisteminin çukur ve tümsek gibi ani zorlanma yaşayacağı durumlarda salıncak kolu da aynı derecede etkilenmektedir. Bu sebepten salıncak kolunun oldukça mukavemetli bir yapıda olması gerekmektedir. Fakat bununla birlikte günümüz teknolojisinde araçların yakıt tasarrufu ve performans sağlamaları için hafif yapılara sahip olması gerekmektedir. Bu durum üreticileri çelikten daha hafif farklı alaşımlara yönlendirmiştir.

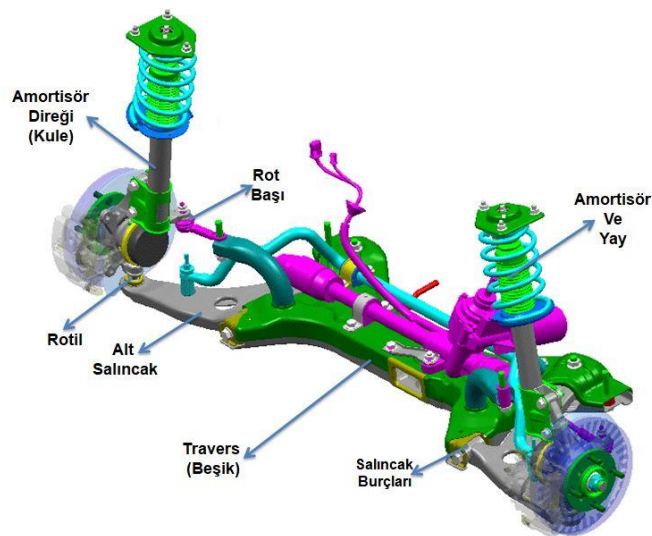
Alüminyumun yoğunluğu çeliğe oranla yaklaşık 3 kat düşük olduğundan, istenilen mekanik değerleri sağlama durumunda son zamanlardaki çalışmalar alüminyumun tercih edilmesine yönelik olmuştur. Bu çalışmada 6082 T6 alüminyum malzemeden üretilmiş rotilli salıncak kullanılmıştır. Şekil 3.2.'de alüminyum dövme bir salıncak koluna ait örnek bir görsel verilmiştir [9].



Şekil 3.2. Alüminyum dövme salıncak kolu [1]

3.2. Salıncak Kolunun Fonksiyonları

Bütün araçlar salıncak veya gergi kollarına sahiptir. Bu salıncak ve gergi kolları aracın tekerleklerinin aşağı-yukarı hareketlerine izin verirken, diğer yönlerde oluşan istenmeyen hareketleri ise engeller. Tekerlekler, araçların hızlanması, frenlemesi ya da dönmesi esnasında istenmeyen hareketlere yönelimlidir. Dolayısıyla salıncaklar, aracın herhangi bir çukura veya tümseğe aniden girmesi durumunda oluşabilecek büyük arızaları önlemektedir. Şekil 3.3.'de salıncak kolu yapısı ve süspansiyon sistemiyle bağlantısı verilmiştir [10].



Şekil 3.3. Salıncak kolu ve bağlantı yapısı [8]

3.3. Salıncak Kolu Tasarımı

Salıncakların ön ve arka bağlantı yerleri kauçuk burçlar ile yataklanmıştır. Tekerler hareket ederken salıncağın öne ve arkaya olan hareket yönelimleri, burçlarla desteklenen bağlantı noktaları tarafından absorbe edilir. Salıncak, tekerleklerin istenmeyen yöndeki hareketlerini engelleyecek şekilde dizayn edilir [10].

Taşıt tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulması gereken en önemli noktalardan biri de tasarımı yapılan parçaların kendilerinde beklenen mukavemet değerlerini karşılamasıdır. Tekerlekleri aracın şasisine bağlayan salıncak çeşitli zorlanmalara (eğilme, çekme gerilmeleri vs.) karşı direnç göstermek durumundadır. Bu durumda sisteme etki eden kuvvet ve momentler altında çözüme denge denklemleri ile ulaşmak çok daha zor hale gelmektedir. Bunun sonucu olarak da farklı metotların kullanımına ihtiyaç duyulmuştur. Bu metotlardan sonlu elemanlar analizi, kolay ve bilgisayar destekli tasarım sistemleriyle entegre olabilmesi sebebi ile tüm sektörlerde çok yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Şekil 3.4.'de salıncak koluna ait parçanın tasarım modellemesi gösterilmiştir [10].

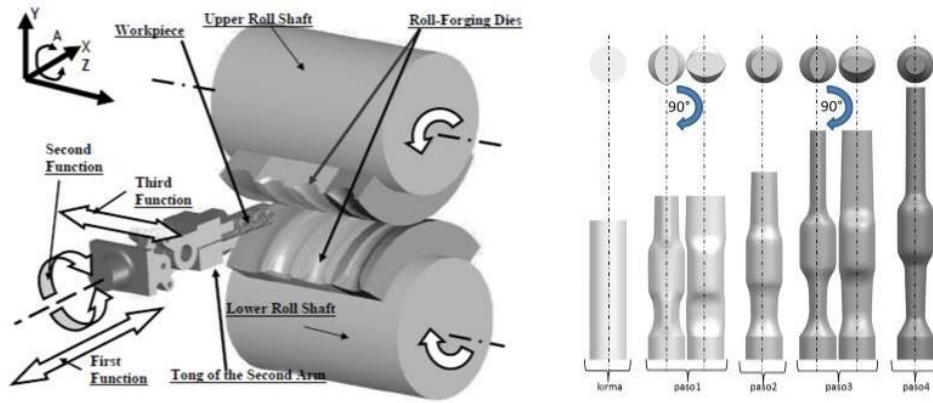


Şekil 3.4. Salıncak koluna ait tasarım modellemesi [8]

3.4. Salıncak Kolu Üretim Yöntemi

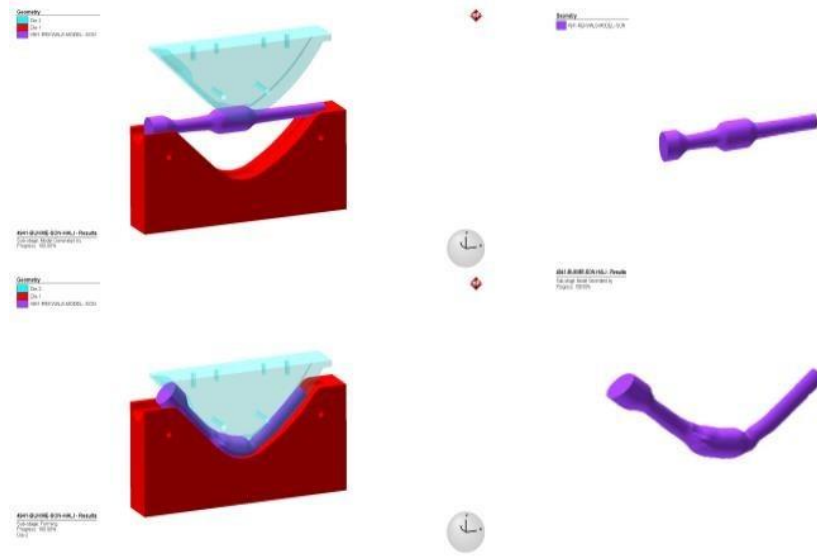
Salıncak kollarında en yaygın üretim yöntemlerinden biri sac salıncaktır. Fakat son zamanlarda hafiflik ve dayanımından dolayı alüminyum dövme yöntemine talep artmıştır. Bu çalışmada da alüminyum dövme üretim yöntemi ile üretilmiş rotilli salıncak üzerinde durulmuştur.

Öncelikle dövülecek parçaya uygun olarak ham malzeme ölçüleri belirlenir. Ham malzeme kademe kademe istenilen parça formuna gelecek şekilde aşamalardan geçirilir. Şekil 3.5.'de 4 kademeli bir işleme ait görsel verilmiştir [11].



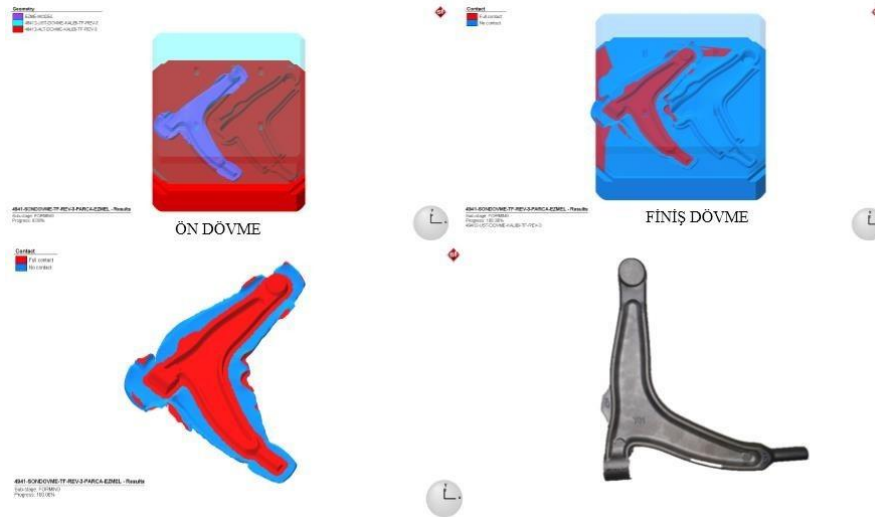
Şekil 3.5. Kademeli dövme işlemi [11]

4 aşama ile istenilen boyutlara getirilen parça daha sonra bükme prosesine girmektedir. Bükme operasyonu için parça daha önceden hazırlanan bükme kalıbına yerleştirilip gerekli kuvvet uygulanarak istenilen forma getirilmektedir. Örnek bir bükülmüş form Şekil 3.6.'da gösterilmiştir [11].



Şekil 3.6. Bükme kalıbı ve işlemi [11]

Büküm işlemi tamamlanan parça son olarak dövme prosesine geçmektedir. Burada dövme işlemi, ön dövme ve finish dövme olarak 2 kademede gerçekleşmektedir. Dolayısıyla bunları takiben ön kalıp ve finish kalıbı hazırlanmaktadır. Ön dövme, nihai parçanın elde edilmesi öncesi son işlemdir. Şekil 3.7.'de ön dövme ve finish dövme kalıpları ve nihai parça gösterilmiştir [11].



Şekil 3.7. Ön dövme ve finish işlemi [11]

Ön ve finish dövme operasyonlarından sonra nihai ürüne ulaşılmış olup akabinde parça ısıtılma işlemine girmektedir.

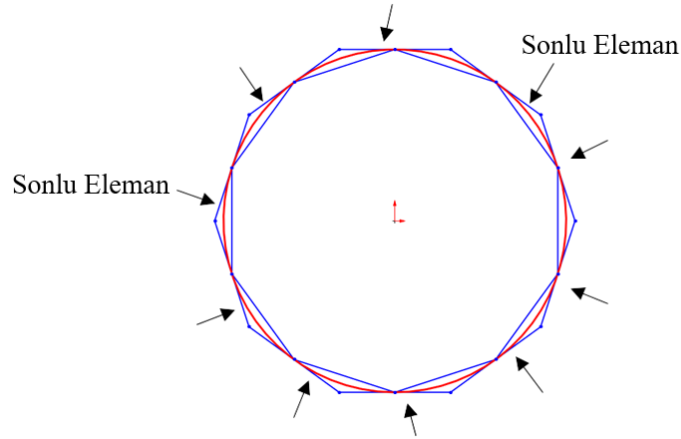
BÖLÜM 4. SONLU ELEMANLAR METODU VE OPTİMİZASYON

Bu kısımda sonlu elemanlar yönteminin mühendislik problemleri açısından önemini, uygulama alanları ve kullanımı hakkında bilgilendirmeler yapılmıştır. Bununla birlikte optimizasyon kısmında günümüz şartlarında firmaların rekabetçi olma niteliğinin en önemli unsurlarından olan optimizasyon ve çeşitleri hakkında incelemeler yapılmıştır.

4.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar metodu (FEM) ilk kez 1956 yıllarında uçak gövdelerinin gerilme analizi için geliştirilmiştir. Daha sonraki 10 yıl içerisinde ise uygulamalı bilimler ve mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılmaya başlanmıştır. İlerleyen süreçlerde ise bu yöntem ve çözüm teknikleri hızla geliştirilmiş ve günümüze kadar gelmiştir. Günümüzde pek çok mühendislik problemlerinin çözümü için kullanılan en iyi yöntemlerden birisidir. Özellikle CAD(Bilgisayar Destekli Tasarım) ve CAE(Bilgisayar Destekli Mühendislik Analizi) ile birlikte önemi daha çok artmıştır. Fakat yaklaşık bir metot olduğundan dolayı, çalışmaya uygun bir ön hazırlık ve modelleme yapılması gerekir. Sınır şartları ve yüklemeler için doğru bir yaklaşım oluşturulmalıdır. Çıkan analiz sonuçlarının tam anlamıyla doğru bir şekilde değerlendirilmesi ve yorumlanması uzmanlık ve tecrübe gerektirir [12].

Sonlu elemanlar yönteminde ilk örneklerinden Şekil 4.1.'de görüldüğü üzere dairenin çevresi çokgen şeklinde düşünülerek hesaplamasıyla meydana gelmiştir. Bu modele göre çokgendeki her bir kenar farklı bir sonlu elemanı temsil etmektedir [12].



Şekil 4.1. Daire çevresinin sonlu elemanlar yöntemi ile gösterimi [12]

4.2. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık mühendislik problemlerinin basite indirgenerek kontrol edilebilir elemanlarla sistemin çözümünü sağlayan yaygın ve kullanışlı bir çözüm metodudur.

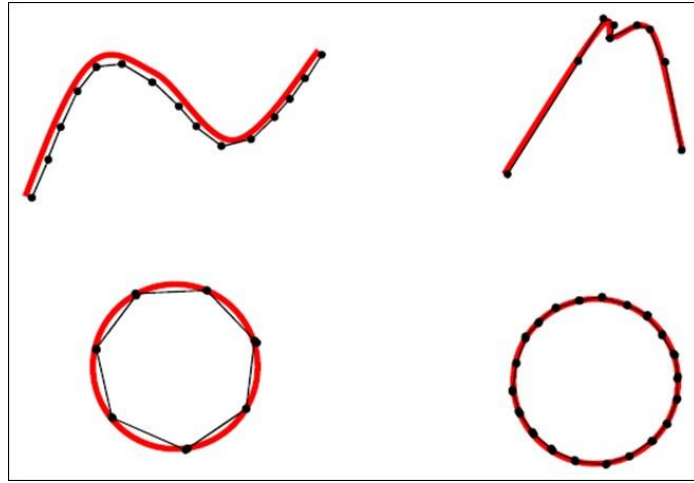
Karmaşık mühendislik problemleri beraberinde aynı karmaşıklıkta çözümlere sebep olur. Bu karmaşık çözüm sürecinde de hassasiyetten uzaklaştırır. Bu problemlerin en kısa yoldan ve doğru sonuçlara en yakın çözüme ulaşılması sonlu elemanlar yöntemi ile mümkündür. Çözülmesi güç gibi görünen problemler bile bu metotla çözülebilmektedir.

Sonlu elemanlar yönteminde asıl mantık, karmaşık bir problemin basite indirgeyerek çözüme ulaşmaktır. Bu yöntemde çözüm bölgesi çok sayıda basit, küçük, düzgün, birbirine bağlı sonlu elemanlar adı verilen alt bölgelere ayrılmıştır. Yani birbirine çok sayıda düğüm noktaları ile bağlanmış parçalara ayrılan problemin çözümü daha kolay bir şekilde yapılabilmektedir. Örnek verilecek olursa bir yapısal analizde sonlu elemanlar yönteminin uygulanışı şu şekildedir [13].

- Yapı, düğüm noktaları içeren elemanlar vasıtasıyla parçalara ayrılır.
- Tüm elemanlar için fiziksel büyüklüklerinin davranışları tanımlanır.

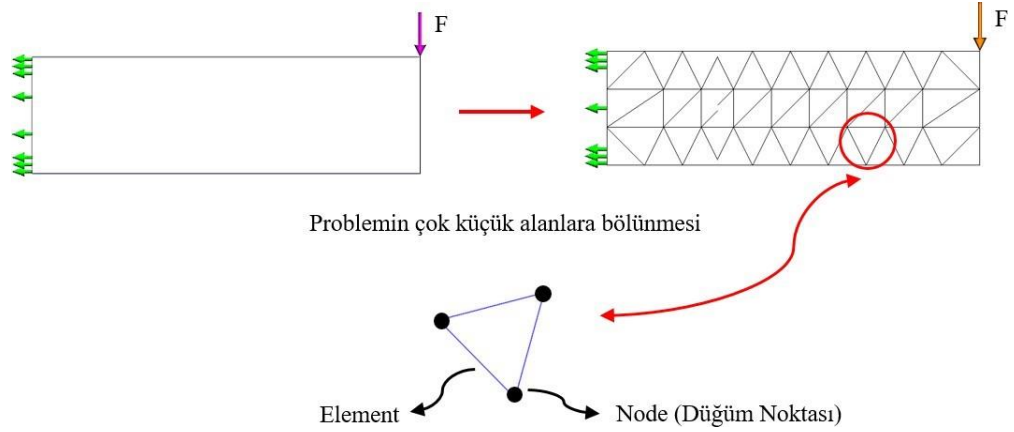
- Yapı elemanları düğüm noktalarından bağlanılarak tüm yapı için yaklaşık bir denklem sistemi oluşturulur.
- Sistemde mevcut olan denklemler düğüm noktalarındaki bilinmeyen değerler için çözülür. (Örn; yer değiştirme)
- Belirlenen elemanların istenilen değerleri hesaplanır.(Örn; gerilme değerleri)

Bu metodu günlük yaşantımızda da birçok farklı alanda kullanılabılır. Şekil 4.2.'de gösterilen bir dairenin ya da basit eğrilerin boyunu bu metot ile yaklaşım uygulayarak eğrinin boyutu tespit edilebilmektedir.



Şekil 4.2. Bazı şekillerin küçük çizgilere bölünmesi [13]

Fiziksel problemlerin birçoğu karmaşık bir yapıya sahip olmasından dolayı uygulanan teorik çözümler yetersiz kalmaktadır. Bu teorik hesaplamaların yerine nümerik çözümlerin oluşturulması gereksinim haline gelmiştir. Nümerik çözümlerde genel yaklaşım, fiziksel problemleri çok küçük sonsuz sayıda parçalara ayırarak çözüm yolunu benimsemiştir. Şekil 4.3.'de nümerik çözümleme mantığına dair şematik örnek verilmiştir [14].

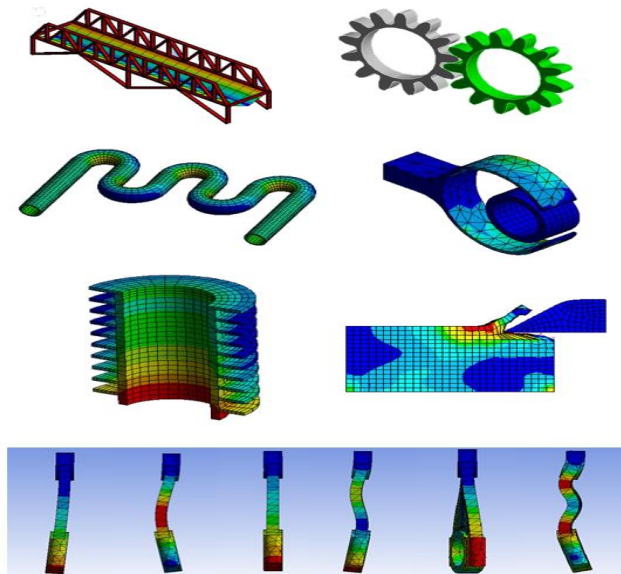


Şekil.4.3. Nümerik çözümleme mantığına dair şematik örnek [14]

4.3. Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanım Alanları

Sonlu elemanlar yöntemi uzay havacılık, beyaz eşya, otomotiv, savunma sanayi, biyomedikal, köprüler ve daha birçok kullanım alanına sahiptir. Bununla beraber uygulama alanları hala yapılan çalışmalar ile artmaktadır.

Bu yöntem, yapısal mekanik problemler ile beraber, ısı iletimi, akışkanlar mekaniği, elektrik gibi birçok mühendislik problemlerinin çözümüne neden olmuştur. Sonlu elemanlar yönteminin bazı kullanım alanlarına ait bazı çalışma örnekleri Şekil 4.4.'de verilmiştir.



Şekil 4.4. Sonlu Elemanlar yöntemine ait bazı kullanım alanları [12]

4.4. Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantaj ve Dezavantajları

Sonlu elemanlar yönteminin geçmişi her ne kadar eski tarihlere dayansa da bu yöntem bilgisayar çağının başlamasıyla yaygınlaşmıştır. Bilgisayarların gelişmesiyle beraber sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık problemlerin çözümüne ulaşmada hızlı ve pratik bir seçim haline gelmiştir ve birçok avantajı beraberinde getirmiştir. Bu avantajlardan bazıları aşağıda belirtilmiştir [15,16].

- Üretimi gerçekleştirilecek bir ürünün üretmeden önce istenen çalışma şartlarına dayanıp dayanmayacağı veya çalışıp çalışmayacağı hakkında ön çalışma yapıp fikir sahibi olunur.
- Analitik çözüm yöntemi ile çözülemeyecek veya çok zaman alacak problemleri kısa sürede çözüme imkânı sağlar.
- Prototip ürünler imal edilmeden gerekli şartları sağlayıp sağlamadığı hakkında bilgi sahibi olunup bu alanda maddi kazanç sağlayabilir.
- Yöntemin yaklaşım mantığı matematiksel formüllere dayandığından farklı problemler için de genişletilip küçük değişiklikler ile birçok farklı problemlerin çözümünde kullanılabilir.
- Farklı ve karmaşık geometriye sahip parçaların analizinde kolaylık sağlamaktadır.
- Sürekli, süreksiz ve değişken yüklerin parçalara kolaylıkla uygulanabilmesini sağlar.

Sonlu elemanlar yönteminin avantajları olduğu gibi bazı dezavantaj veya sınırlamaları da mevcuttur. Bu dezavantajlardan bazıları aşağıda belirtilmiştir [15,16].

- Bu yöntem ile bulunan değerlerin bir yaklaşım sonucu bulunduğu bilincinde olup elde edilen sonuçlar dikkatli bir şekilde değerlendirmelidir. Hatta gerekli durumlarda test düzenekleri ile deneyler yapılmalıdır.
- Problemin, malzeme özelliklerinin ve sınır şartlarının analiz ortamına doğru tanımlanması, sonuçların doğruluğu açısından önemlidir. Bu tanımlamalarda

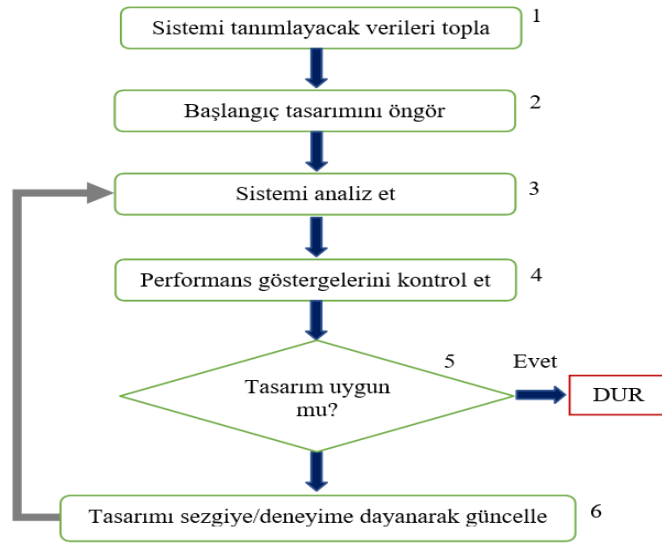
yapılacak veya gözden kaçırılacak ufak hatalar bile problemin sonucunda büyük sapmalara sebebiyet verebilir.

- Yöntemin uygulama aşamasında iyi özelliklere sahip bilgisayarlara ihtiyaç duyulmaktadır. Problemin karmaşıklığına göre çözüm süreleri uzun zaman alabilmektedir.

4.5. Optimizasyon

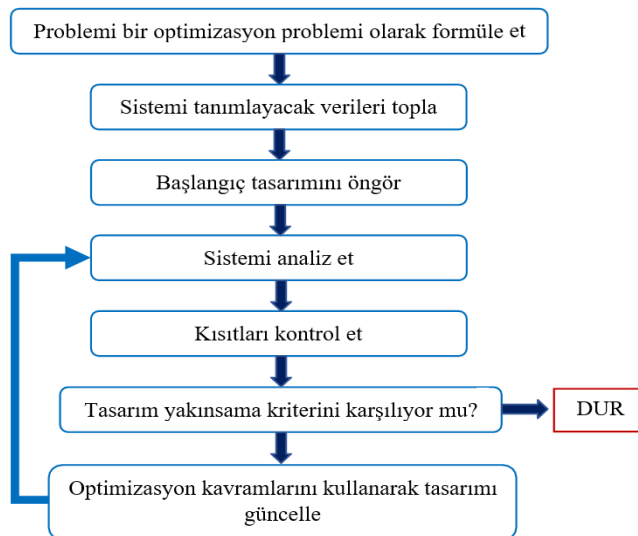
Günümüzde bütün firmalar arasında rekabet unsuru en önemli yapı taşlarından biridir. Firmalar, rekabetçi özelliğini kaybetmeden ve kendilerini daha ileriye taşımak amacıyla yeni ürünler tasarlamak zorundadırlar. Müşterilerinin beklentilerini ve ihtiyaçlarını karşılayacak yeni ürünler çıkarmalıdır. Tüm bunların yanında uygun fiyatlardan çıkarmak durumundadırlar. Aksi takdirde rekabetçiliklerini kaybedip piyasada devamlılığını sağlayamamaktadır. Bu sebepten firmalar yeni çıkacak ürünlerin henüz tasarım aşamasında iken maliyetlerini öngörerek tasarıma ve çalışmaya başlamaktadırlar. Bu durum firmaları “Daha az ile daha iyiyi nasıl üretiriz?” sorusuna cevap aramalarına sürüklemektedir. Bu soru ise firmaları topoloji optimizasyonu ile ideal tasarımı bulmalarına neden olmaktadır.

Tasarım, zaman içerisinde değişerek geleneksel tasarım anlayışı kimliğinden sıyrılarak modern bir yapı haline gelmiştir. Geleneksel yaklaşım, temelinde deneyime, sezgilere ve deneme-yanılma yöntemlerine dayanmaktadır. Bununla birlikte modern süreçler kısıt, hedef fonksiyonları, bağımsız değişkenlerin ve sınır şartlarının belirlenmesiyle problemin doğru analiz edilerek çözümlenmesini esas alır. Bunu takiben CAD, CAE, optimizasyon, CAE doğrulama ve CAM süreçleri ile sonuca ulaşılır. Geleneksel tasarım akışı Şekil 4.5.’de optimum tasarım akışı ise Şekil 4.6.’da gösterilmiştir [17].



Şekil 4.5. Geleneksel tasarım yöntemi [17]

Optimum tasarımda ise esas olarak kısıtlar, hedefler ve serbest değişkenlerdir. Tasarımın optimize edilebilmesi yine tanımlı kısıtlar kapsamında kalınarak, hedef fonksiyonun en küçük veya en yüksek noktalarını belirleyecek değişkenlerin bulunması ile mümkündür. Detay tasarıma indikçe geleneksel tasarımda gerçek değerlerden uzaklaşma eğiliminde iken optimum tasarımda daha doğru sonuçlar elde edilir. Bu sebepten optimum tasarım problemi iyi bir şekilde analiz edilerek doğru anlaşılmasını hedefler [17].



Şekil 4.6. Optimum tasarım yöntemi [17]

Tasarım optimizasyonunda son adım da uygulanabilirlik veya üretilebilirliktir. Tasarlanan tasarımın üretilebilmesi, inşa edebilmesi var olan tekniklere ve şartlara bağlıdır. Dolayısıyla bazen ortaya çıkan tasarım, hayal gücünden, çağrışımından veya gerçek üstü görünen yaklaşımlardan oluşmuş olabilir. Çünkü her tasarım elde olan teknikler ile üretilebilir olmayabilir. Bu sebepten tasarlanan parçaların en doğru şekil, boyut ve topoloji olduğundan emin olabilmek için bilgisayar destekli optimizasyon araçlarından faydalanılır [16]

Mühendislik bakımından optimizasyon, mevcut malzemeler ile en kaliteli ve ideal ürünü tasarlamayı daha sonrasında ise üretmeyi hedefler. Başka bir deyişle optimizasyon, bir probleme belirtilen koşullar altında en iyi çözümü bulabilme çalışmasıdır.

Günümüz piyasasında rekabet ve maliyetlerdeki artış, sektörde mevcut olan çalışmaları en az malzeme, uygun üretim yöntemi ve ekonomik ürünler ile ortaya çıkarmaya itmektedir. Bu sebepten parçaların daha hafif ve dayanıklı olması sistemler için gerekli olan enerjiden tasarruf etmelerini sağlamaktadır. Bununla birlikte son ürünü ortaya çıkarırken daha az malzeme ile daha rijit ve uzun ömürlü parçaları tasarlamaya imkan sağlamaktadır. Özellikle zamanla azalan doğal kaynaklar ve bu nedenle artan hammadde maliyetleri nihai ürün maliyetlerini etkilemekte ve sektörel rekabetin en büyük problemleri haline gelmiştir [16].

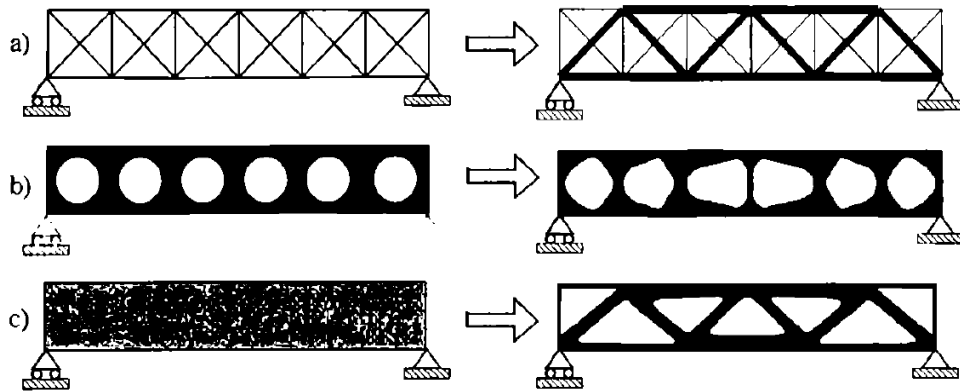
Mühendislike tasarım optimizasyonuna ait çözümler yapısal optimizasyonu adı altında 3 ana grupta incelenmektedir [18].

- Şekil Optimizasyonu
- Boyut Optimizasyonu
- Topoloji Optimizasyonu

4.6. Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyon yük taşıyan mekanik sistemlerin en uygun tasarıma ulaşmasını hedefleyen faaliyet alanıdır. Ayrıca yapısal optimizasyon, belirli bir bölge içerisinde uygulanan yükleri güvenli bir şekilde iletecek ya da destekleyecek en iyi malzeme dağılımını belirleme sürecini kapsamaktadır.

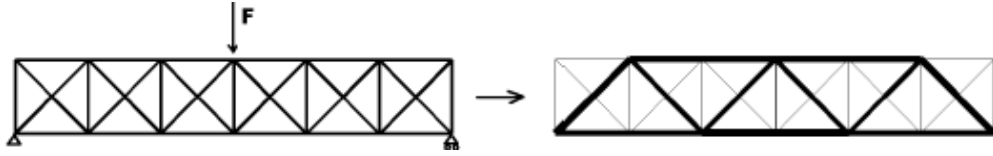
Ana hatları ile yapısal optimizasyon 3 temel kısımdan oluşmaktadır. Bunlar şekil, boyut ve topoloji optimizasyonudur. Kronolojik olarak ilk yapısal optimizasyon çalışması boyut optimizasyonudur. Daha sonra şekil ve son olarak topoloji optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır. Üç yapısal optimizasyonu ait örnek Şekil 4.7.'de sunulmuştur [18].



Şekil 4.7. Yapısal optimizasyonun üç türü a) Boyut optimizasyonu b) Şekil optimizasyonu c) Topoloji optimizasyonu [19]

4.6.1. Boyut optimizasyonu

Boyut optimizasyonunda hedef, tasarım parametreleri olarak tanımlanan parçaların boyutlarını değiştirerek istenen fonksiyonun sağlanmasıdır. Buna örnek olarak yük altındaki bir sacın kalınlığı tasarım parametresi olarak tanımlanabilir. Bununla birlikte yer değiştirme veya gerilme cevabına göre istenilen fonksiyonun sağlanması beklenir. Bu kısımda yapının kesit ve kalınlığı gibi değişkenler optimize edilir. Boyut optimizasyonuna ait bir örnek Şekil 4.8.'de verilmiştir [18].



Şekil 4.8. Boyut optimizasyonu örneği [18]

4.6.2. Şekil optimizasyonu

Şekil optimizasyonu, yapının dış geometrisi ve delik yapısının optimize edilmesini tarif eder. Yani parçanın şekil yönünden değişikliklerinin optimize edilmesini sağlar. Topoloji optimizasyonun sınırlandırılmış hali olarak adlandırabilir. Topolojisi belli olan yapının optimal sınırlarını hesaplar. Şekil optimizasyonuna ait bir örnek Şekil 4.9.'da verilmiştir [18].



Şekil 4.9. Şekil optimizasyonu örneği [18]

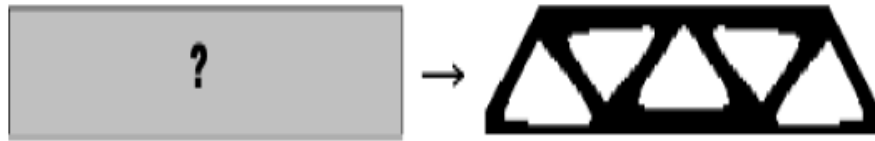
4.6.3. Topoloji optimizasyonu

Topoloji optimizasyonunun amacı, belirli bir yükleme ve sınır koşulları için önceden tanımlanmış bir tasarım alanı içerisinde malzemenin ideal dağılımını bulmaktır. Yüke en az katkıda bulunan bölgeler tespit edilir ve ağırlığı azaltmak için tasarımdan çıkartılır. Sonuç olarak ise iyi bir tasarım konseptinin elde edilebileceği optimum bir malzeme düzeni elde edilir.

Topoloji optimizasyonu problemleri çözümünde Density Method ve Homogenization Method olarak iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Bu tez kapsamında, topoloji optimizasyonu çalışması sırasında Density method yöntemi kullanılmıştır [18].

Eleman yoğunluğu (density method) yönteminde, elemanlara 0-1 aralığında yoğunluk tanımlanır. Tasarım değişkeni, bu yöntemde yoğunluk tanımıdır. İki boyutlu kabuk

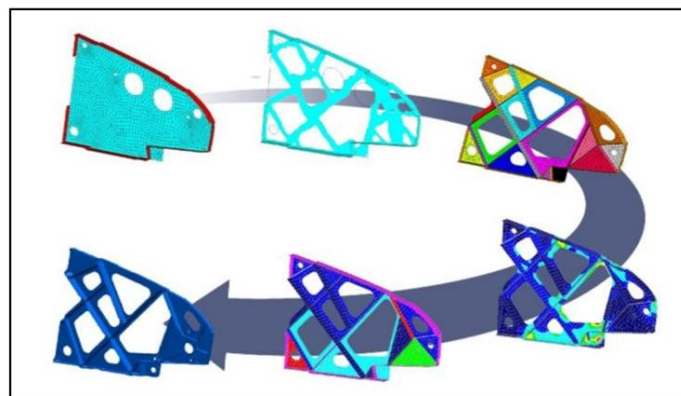
elemanlarda, yoğunluk değişkeni kalınlık olarak gösterilebilir. Ancak üç boyutlu elemanlara yoğunluk tanımı, elemanların derecelendirilmiş doluluk oranına göre yapılmalıdır. Eleman yoğunluğu 0 ise eleman kaybolur ancak eleman yoğunluğu 1 ise yapıya etki eden 1. derecede yapı olduğundan, eleman tasarım hacminde varlığını korumaya devam etmektedir. Topoloji optimizasyonuna ait bir örnek Şekil 4.10.'da verilmiştir [18].



Şekil 4.10. Topoloji optimizasyonu örneği [18]

Tasarım süreci ilerledikçe, bir tasarımın performansı farklı açılardan optimize edilmelidir. Tasarımın ilk aşamasında, tasarımcıların iyi bir başlangıç konseptine ulaşmalarına yardımcı olmak için topoloji optimizasyonu kullanılabilir.

Topoloji optimizasyonu mümkün olan tüm konfigürasyonları içeren ve kullanıcı tarafından tanımlanan kombinasyon seti arasından, uygulanan yükleme ve sınır koşulları açısından en uygun yapıyı elde etmeyi amaçlar. Topoloji optimizasyon aşamalarına ait örnek Şekil 4.11.'de gösterilmektedir [18].



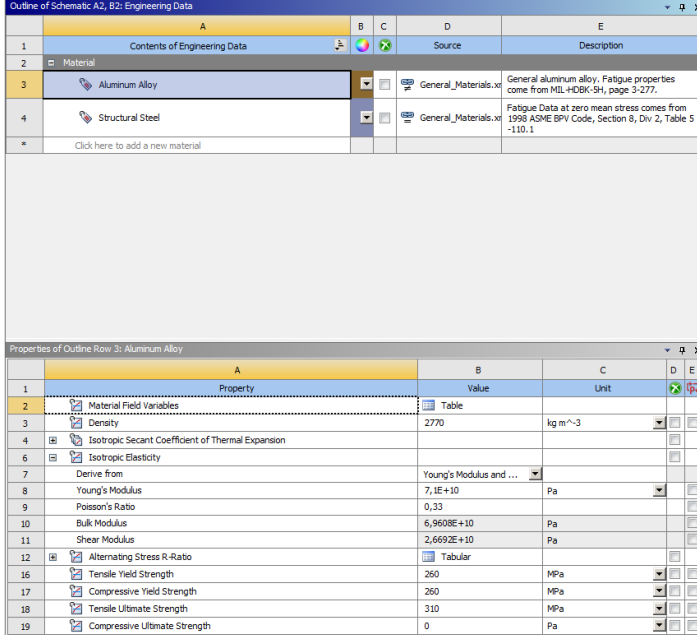
Şekil 4.11. Topoloji optimizasyon aşamaları [6]

BÖLÜM 5. SALINCAK KOLUNUN SONLU ELEMANLAR İLE ANALİZİ

Bu bölümde rotilli salıncağımıza mevcut çalışma şartlarına uygun olarak sonlu elemanlar yöntemi ile statik analiz uygulanacaktır. Oluşacak maksimum gerilmeler ve kritik noktaların nerede olduğu belirlenecektir. Bunlarla birlikte sonlu elemanlar modeli, sınır şartları ve yüklemelerden bahsedilecektir. Yapılan analiz çalışmaları ANSYS 18.0 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

5.1. Malzeme Tayini

Kullanacağımız rotilli salıncağın malzemesi Alüminyum 6082 T6'dır. Bu malzemeye ait akma dayanımı 260 Mpa ve çekme dayanımı 310 Mpa olarak baz alınmıştır [20]. Alınan veriler ANSYS ortamına aktarılmıştır. Şekil 5.1.'de belirtilmiştir.



The image shows two screenshots from the ANSYS Engineering Data interface. The top screenshot displays the 'Outline of Schematic A2, B2: Engineering Data' window, which lists materials and their sources. The bottom screenshot shows the 'Properties of Outline Row 3: Aluminum Alloy' window, which lists various mechanical properties and their values.

A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	Aluminum Alloy	General_Materials.xl		General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
4	Structural Steel	General_Materials.xl		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	2770	kg m ⁻³	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and ...		
8	Young's Modulus	7,1E+10	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,33		
10	Bulk Modulus	6,9608E+10	Pa	
11	Shear Modulus	2,6692E+10	Pa	
12	Alternating Stress R-Ratio	Tabular		
16	Tensile Yield Strength	260	MPa	
17	Compressive Yield Strength	260	MPa	
18	Tensile Ultimate Strength	310	MPa	
19	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

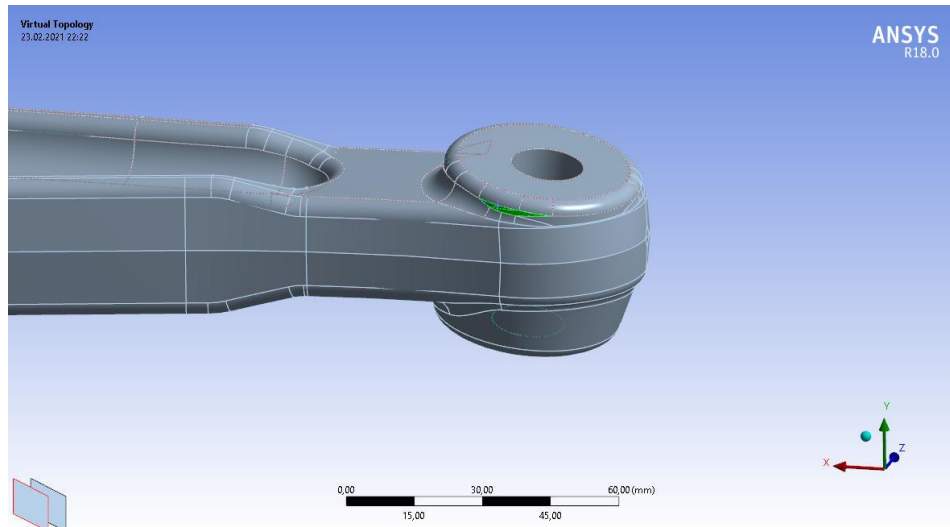
Şekil 5.1. İstenilen mekanik değerlerin analiz ortamına aktarılması

5.2. Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Sonlu elemanlar yönteminde, analizi yapılacak olan modelin sonlu elemanlardan oluşan bir model haline dönüştürülmesi en önemli aşamalardan biridir. Bu sebepten “mesh” işlemi analizin gerçeğe yakın sonuçlar vermesinde önemli bir rol oynamaktadır.

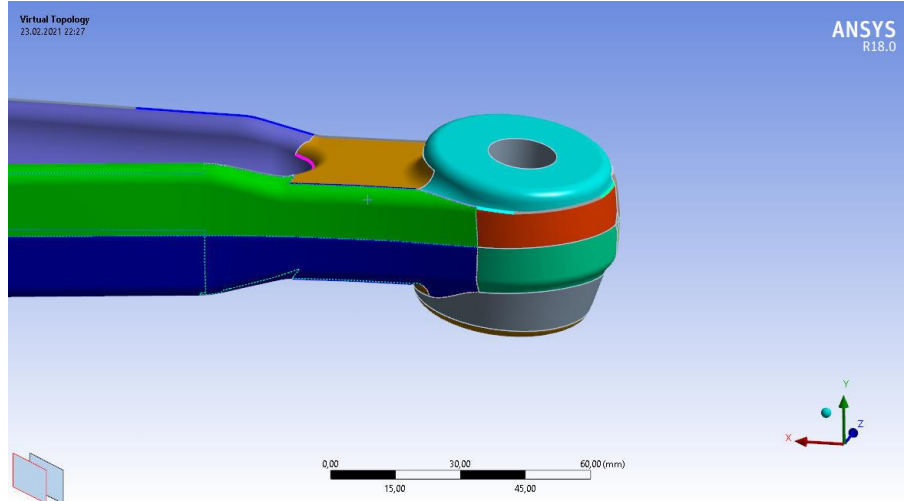
Bu kapsamda mesh kalitesi; seçilen eleman çeşidine, elemanların boyutuna ağ örme yöntemine ve geometriye göre farklılık göstermektedir. Bu sebepten ideal bir mesh yöntemi bulunmamaktadır. Fakat mesh kalitesi ile çözüm süresi arasında denge kurularak yapılacak çalışma için en uygun yöntem çalışmalar sonucunda belirlenmiştir [21].

Mesh işleminden önce rotilli salıncağın dövme yöntemi ile tasarlanmış olmasından kaynaklı geometride bazı düzenlemeler yapılması gerekmektedir. Parçanın yüzeyinde mevcut olan gereksiz yüzey kalıntıları “Virtual Topology” komutu ile mesh kalitesini olumsuz etkileyeceğinden dolayı temizlenmiştir. Belirtilen işleme ait görsel Şekil 5.2.’de verilmiştir.



Şekil 5.2. Virtual Topology öncesi

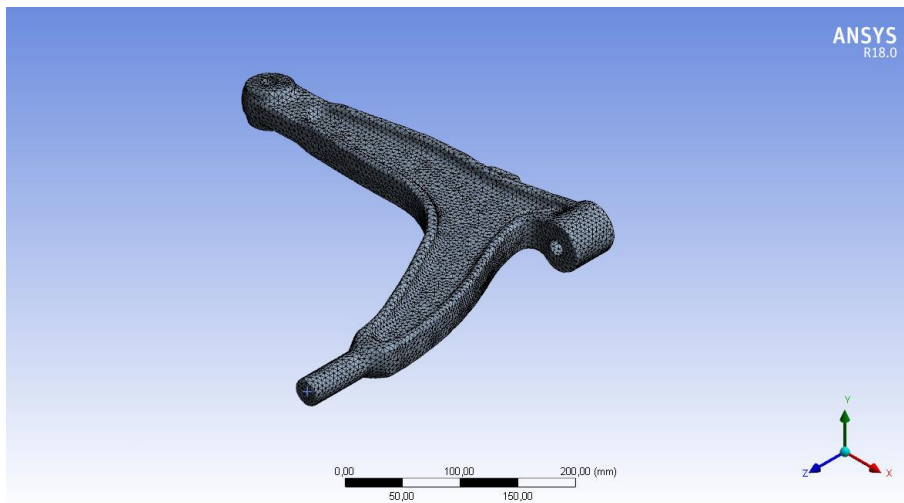
Şekilde görüleceği üzere parçada çok fazla gereksiz yüzey ayrıntıları mevcuttur. Virtual Topology uygulanmış haline ait görsel Şekil 5.3.'de verilmiştir.



Şekil 5.3. Virtual Topology sonrası

Virtual Topology sonrası mesh işlemine geçilmiştir. Mesh yöntemi olarak 1 adet global mesh ve 1 adet ise lokal mesh uygulanmıştır.

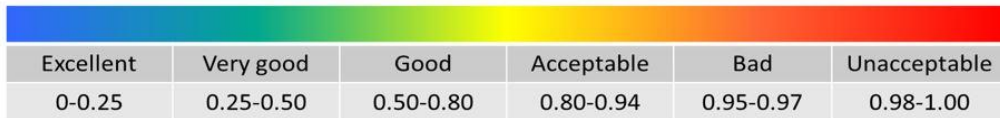
Global mesh olarak Body Sizing uygulanıp mesh element size 6,4 mm olarak alınmıştır. Bunun üzerine lokal mesh olarak Patch Independent uygulanmıştır. Bu kısımda Min Size Limit 5,12 mm olarak alınmıştır. Daha sonra mesh işlemi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen mesh işlemine ait görsel Şekil 5.4.'de verilmiştir.



Şekil 5.4. Mesh

Mesh işlemi sonucunda 114.212 Node ve 74.974 Element sayısı elde edilmiştir. Bu durumda Skewness değeri maksimum 0,67, Orthogonal Quality minimum 0,35 ve Element Quality değeri ortalama 0,83 gelmiştir. Şekil 5.5. ve Şekil 5.6.'da verilen kabul kriterine göre kabul edilip analize devam edilmiştir.

Skewness mesh metrics spectrum:



Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:

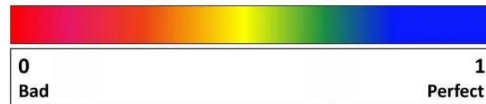


Şekil 5.5. Mesh Kabul Kriteri [22]

Mesh Quality Criteria

Example mesh metric : Element Quality

This metric is based on the ratio of the volume to the edge length for a given element.



Şekil 5.6. Element Quality Mesh Kabul Kriteri [23]

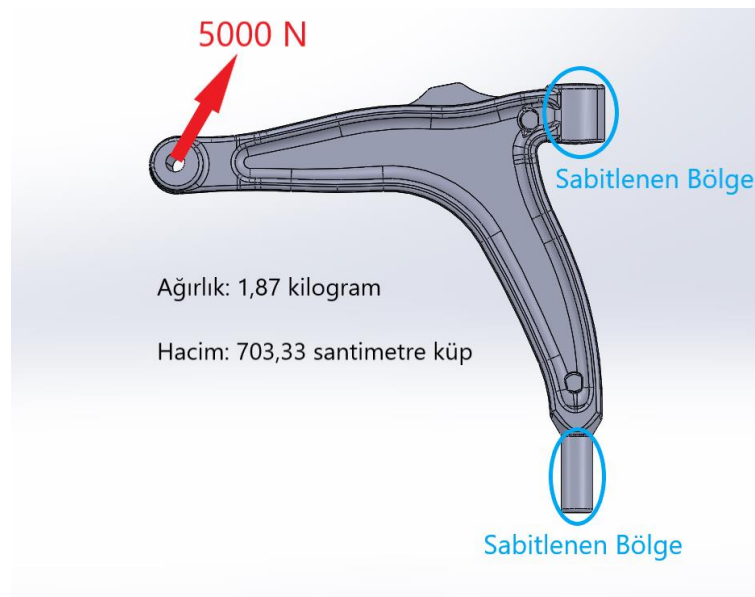
Elde edilen mesh değerlerine ilave olarak global meshteki element size ve local meshteki minimum element size değerleri dört adımda olmak üzere yaklaşık %20 düşürülerek gelen maksimum gerilme ve element quality değerleri incelenip Tablo 5.1.'de verilmiştir. Tabloda elde edilen sonuçlara bakıldığında uygulanan mesh işlemindeki mesh element ve mesh node sayıları ile birlikte element quality parametresinin değeri de artmış olup bu durumda salıncak kolunda oluşan maksimum gerilme değerinin yaklaşık olarak 7 Mpa arttığı görülmüştür.

Tablo 5.1. Mesh, Maksimum Gerilme ve Element Quality İlişkisi

Element Size(mm)	Min.Element Size(mm)	Max.Gerilme(Mpa)	Mesh Node Sayısı	Mesh Element Sayısı	Element Quality
6,4	5,12	60,44	114.212	74.974	0,839
5,12	4	66,99	223.759	150.636	0,862
4	3	63,41	523.804	363.023	0,877
3,2	2,5	67,86	894.135	626.806	0,885
2,5	2	68,71	1.725.874	1.226.852	0,893

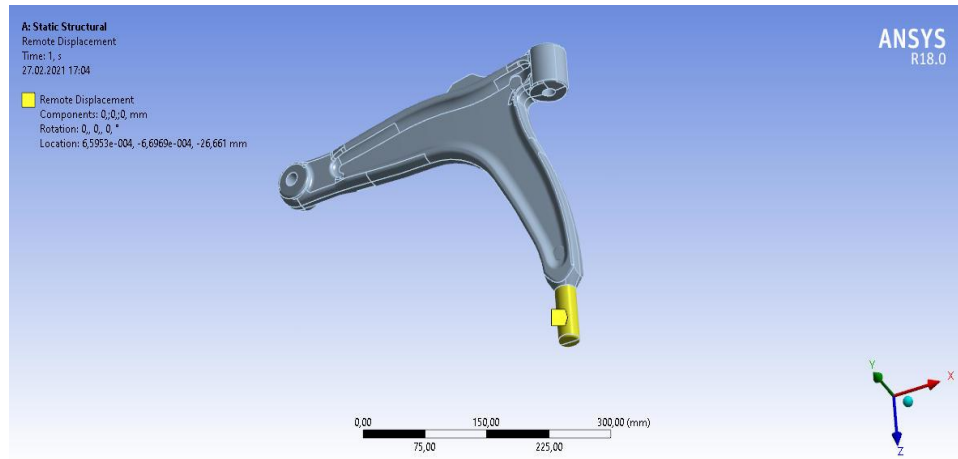
5.3. Sınır Şartlarının Belirlenmesi

Teknorot firmasından alınan bilgiler doğrultusunda araç dönüş çapı 30 metre, araç hızı 50 km/s, araç aks dağılımı %55 ön ve %45 arka taraf olarak alınmıştır. Ayrıca araç ağırlığı olarak, parçanın kullanıldığı otomobil segmentleri göz önünde bulundurularak en ağır kütle olan 1400 kg baz alınmıştır. Elde edilen veriler doğrultusunda rotilli salıncak için 45° açı ile 5000 N'luk bileşke kuvvetin etki edeceği ve bu değerlerin test düzeneği için referans alınacağı belirlenmiştir. Rotilli salıncığın çalışma şartları doğrultusunda X yönünde +3536 N ve Z yönünde -3536 N uygulanarak yaklaşık 5000 N'luk bileşke kuvvet belirtilen yönde uygulanmıştır. Bunlarla birlikte burç yatağı ve mil kısımları ise sabitlenmiştir. Belirtilen sınır şartlarına ait görsel Şekil 5.7.'de verilmiştir.



Şekil 5.7. Sınır şartları

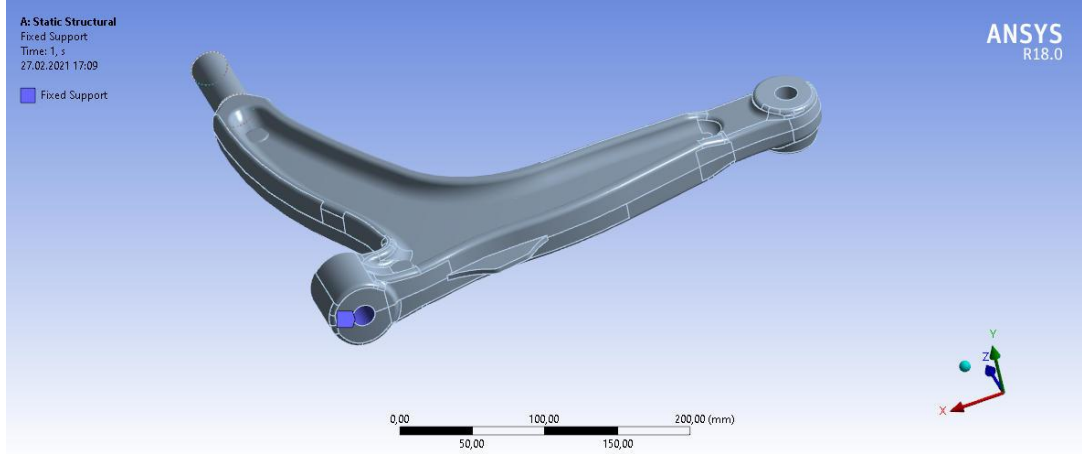
Fixed support parçada aşırı bir katılık vermesi ve mil kısmında yatak kuvveti olması sebebiyle remote displacement uygulanarak sabitlendi. Remote displacement seçilmesi ile birlikte gerilme yığılması olmaması adına behavior kısmı deformable olarak seçilmiştir. Belirtilen remote displacement işlemine ait görsel Şekil 5.8.'de verilmiştir.



Şekil 5.8. Remote Displacement

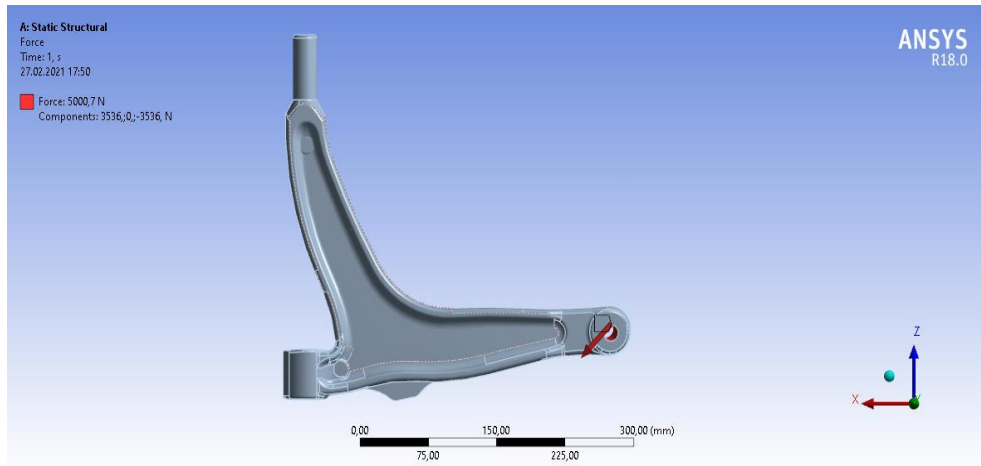
Bu kısımda tüm eksen hareketleri kısıtlanıp Z ekseninde dönmeye serbest bırakılınca da analiz değerlerini etkilemediği görülmüştür.

Diğer sabitlenen bölge fixed support komutu kullanılarak sabitlenmiştir. Parçanın test düzeneğine bağlanılma şekli ve gerçek kullanımı göz önünde bulundurularak belirtilen bölgenin ortasından çap 16mm delik açılarak buradan sabitlenmiştir. Belirtilen fixed support işlemine ait görsel Şekil 5.9.'da verilmiştir.



Şekil 5.9. Fixed Support

Son olarak parçaya 45° açı ile 5000 N'luk kuvvet uygulanmaktadır. Bu değer analizde X yönünde +3536 N ve Z yönünde -3536 N uygulanarak toplamda 5000,7 N'luk bileşke kuvvet ile aktarılmıştır. Belirtilen force işlemine ait görsel Şekil 5.10.'da verilmiştir.

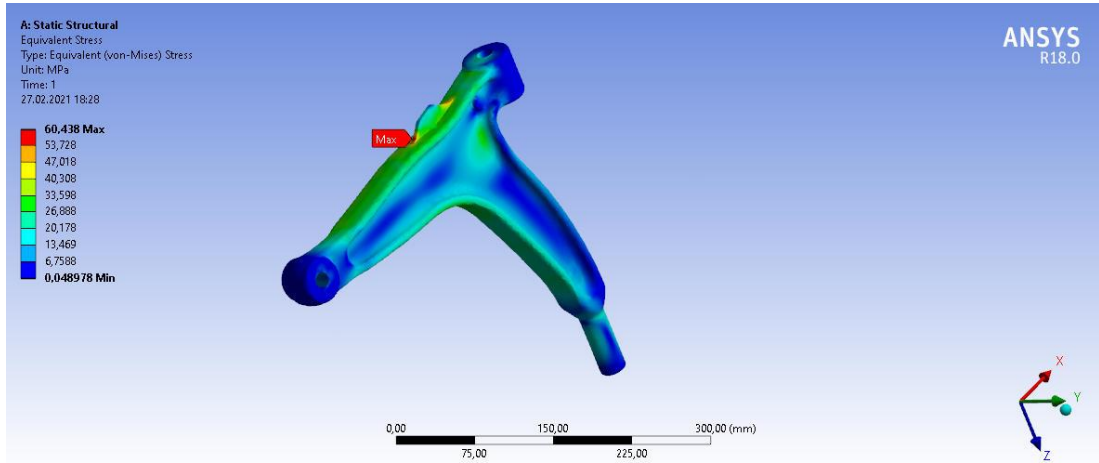


Şekil 5.10. Force

5.4. Sonuçlar

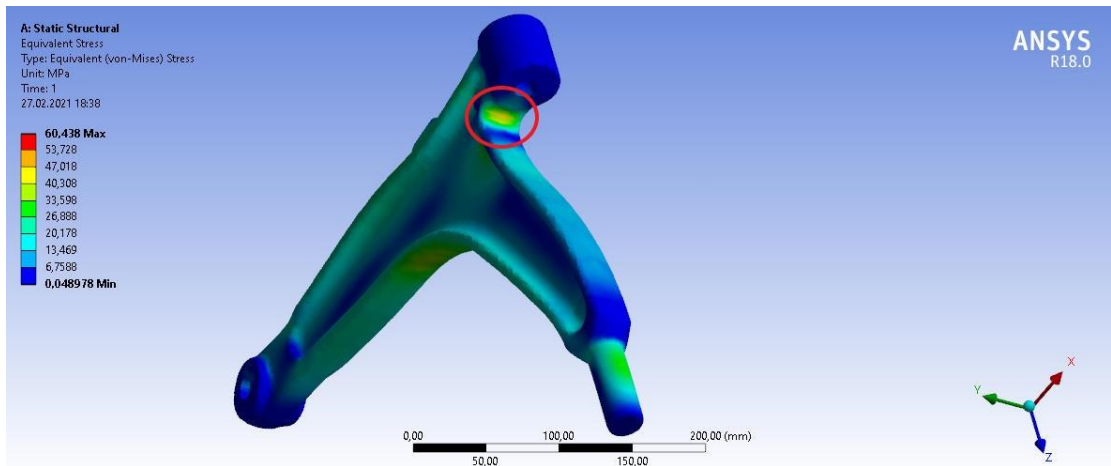
Yukarıda açıklanan malzeme tanımlanması (6082 T6), mesh değerleri ve sınır şartlarının belirlenmesinin ardından bu şartlar altında parça statik analize tabi tutulmuştur.

Yapılan statik analiz sonucunda parçada maksimum eşdeğer gerilmenin olduğu yer, kuvvetin yönü ile aynı doğrultuda ve parça formunun ani kesit değişimine uğradığı üst taraftaki çıkıntısında meydana gelmiştir. Maksimum gerilme değeri 60,44 Mpa olarak elde edilmiştir. Şekil 5.11.'de gösterilmiştir.



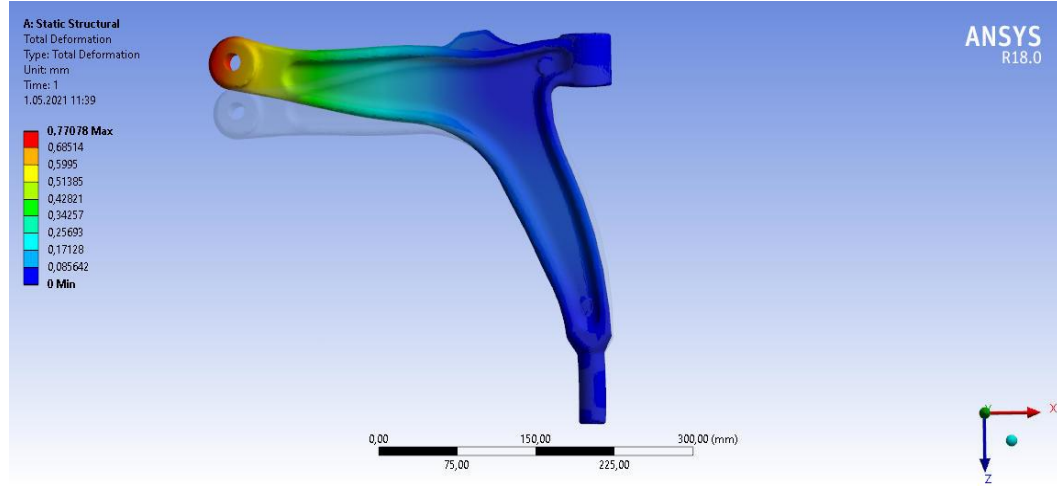
Şekil 5.11. Max gerilme

Max gerilmenin yeri belirlendikten sonra buna en yakın kritik bölgeler belirlenmiştir. Bu bölgeler parçanın fixed support olarak sabitlenen kısmın etrafında olduğu görülmüştür. Şekil 5.12.'de belirtilmiştir.



Şekil 5.12. Kritik Bölge

Bu şartlar altında parçada oluşan max total deformasyon 0,77 mm olarak elde edilmiştir. Bu kısmın uygulanan 5000,7 N yük etrafında oluştuğu görülmüştür. Deforme olmuş ve ilk hali ile birlikte abartılmış görünüm Şekil 5.13.'de verilmiştir.



Şekil 5.13. Max Total Deformasyon

5.5. Salıncak Kolu Topoloji Optimizasyonu

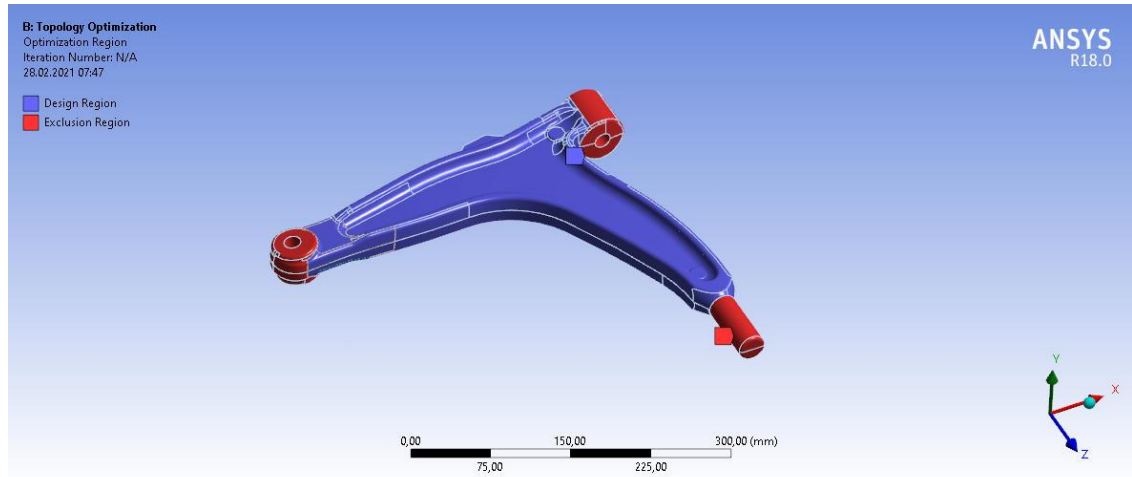
Bu kısımda statik analizi yapılan rotilli salıncağa topoloji optimizasyon yöntemi uygulanarak parçada kütle azaltılması amaçlanmıştır.

Optimizasyon bölümünde bahsedildiği üzere topoloji optimizasyonunun asıl amacı, yükleme altında ve mevcut çalışma şartlarında parçanın rijitliğinden ödün vermeden kütle azaltılmasının sağlanmasıdır.

Topoloji optimizasyonu problemlerinin çözümünde Density Method ve Homogenization Method olarak iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Bu tez kapsamında, topoloji optimizasyonu çalışması sırasında Density Method yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde FEA modelindeki her bir elemana hayali bir yoğunluk atılarak dağılım sağlanır. Bu hayali yoğunluğun değeri 0 ile 1 arasında değişerek malzeme boşaltılabilecek yerler tespit edilir.

Hayali yoğunluğun $h=0$ olması durumunda o elemanın parçadan çıkartılabileceğini, $h=1$ olması ise o elemanın parçada kalması gerektiğini temsil etmektedir [24]

Rotilli salıncak topoloji optimizasyon işlemine başlamadan önce optimizasyona dahil edilmeyecek yerler Exclusion Region kısmında belirtildi. Şekil 5.14.'de belirtilmiştir.



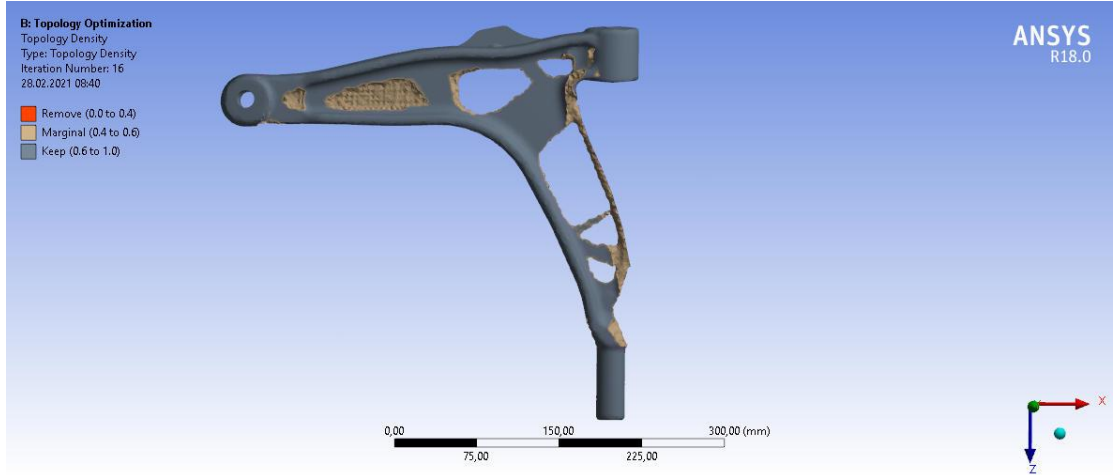
Şekil 5.14. Exclusion Region

Parçanın bağlantı noktaları göz önünde bulundurularak bu kısımlar topoloji optimizasyonundan çıkartılmıştır. Optimizasyon kısmına dahil edilmeyecek kısımlar belirlendikten sonra topoloji optimizasyonunun türünü belirlenmesi gerekmektedir.

ANSYS 18.0 sürümünde bu kısımda 3 farklı topoloji optimizasyon çeşidi sunmaktadır. Bunlar kütle boşaltması, hacim boşaltması ve Global Von-Mises gerilimine göre boşaltılmasıdır. Bu çalışmada parça dayanımına etki etmeden olabilecek maksimum kütle azaltılması hedeflendiği için analizde bu kısım kütle boşaltması olarak tercih edilmiştir.

Topoloji optimizasyon çeşidi belirlendikten sonra “Percent to Retain” kısmından boşaltma yapılacak oranın belirlenmesi gerekmektedir. Analizde bu değer % 65 olarak girilmiştir. Bu değer, 100 kilogram bir kütleyi 65 kilograğa düşür anlamına gelmektedir. Yani %35 olarak kütle boşaltılması hedeflenmiştir. Daha sonra analiz başlatılmıştır.

Analiz süresi yaklaşık olarak 20 dakika sürmüştür. Bu değer bilgisayarınızın performansına göre değişiklik göstermektedir. Analiz sonucu elde edilen geometri Şekil 5.15.'de verilmiştir.



Şekil 5.15. Topoloji Optimizasyon

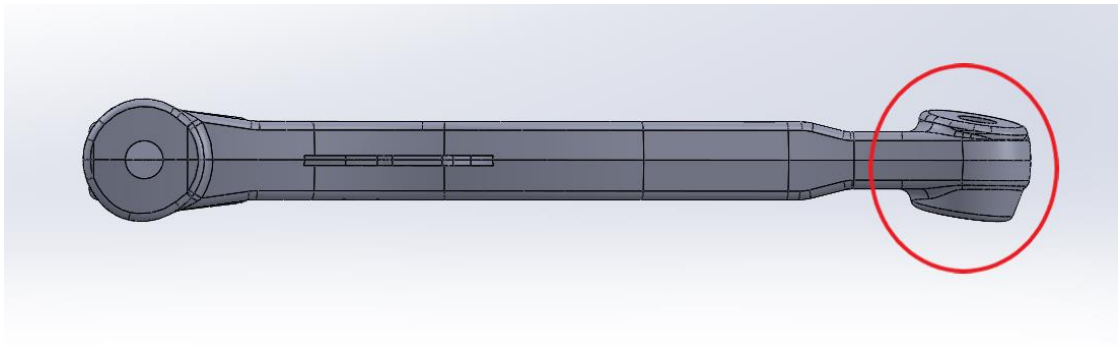
Bu analiz sonucunda elde edilen geometri ile esas parçaya ait değerlerin hacim, kütle ve iterasyon bilgisi Şekil 5.16.'da verilmiştir.

Details of "Topology Density"	
Scope	
Scoping Method	Optimization Region
Optimization Region	Optimization Region
Definition	
Type	Topology Density
By	Iteration
Iteration	Last
<input type="checkbox"/> Retained Threshold	0,5
Exclusions Participation	Yes
Suppressed	No
Results	
<input type="checkbox"/> Minimum	1,e-003
<input type="checkbox"/> Maximum	1,
<input type="checkbox"/> Original Volume	7,0358e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Final Volume	4,8894e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Percent Volume of Original	69,493
<input type="checkbox"/> Original Mass	1,9489 kg
<input type="checkbox"/> Final Mass	1,3544 kg
<input type="checkbox"/> Percent Mass of Original	69,493
Visibility	
Show Optimized Region	Retained Region
Information	
Iteration Number	16

Şekil 5.16. Topoloji Detay

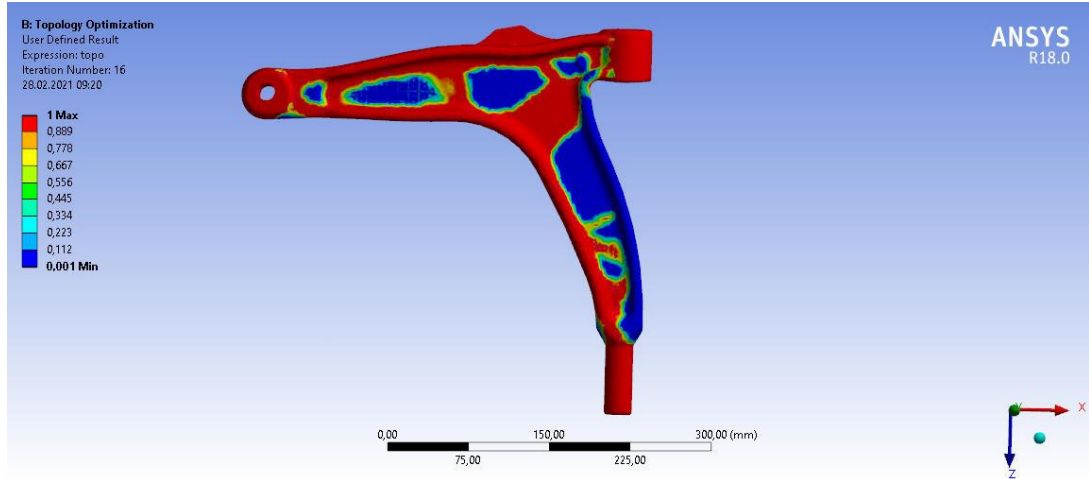
Elde edilen sonuçlara bakıldığından 1,9489 kg olan orijinal kütle, analiz sonrasında 1,3544 kg olarak %30,5'lik bir düşüş göstermiştir. Tabii bu değer analizde oluşturulan mesh işlemi üzerinden boşaltmalar ile gerçekleştirilmiştir. Tasarım aşamasında parçanın imal edilebilirliği için içine girdiğinde bu değeri yakalamak CNC tezgâhlarında oldukça güç olacaktır. Fakat katmanlı üretim metodu ile üretilmesi durumunda topoloji sonucu elde edilen data, STL formatında dışarı aktarılarak topoloji optimizasyonuna en yakın sonuçlar alınabilmektedir.

Ayrıca parçanın yükleme kısmında mevcut olan deliğin, parça üst düzlemine göre $10,67^\circ$ açılı geldiğinden dolayı topoloji optimizasyon sonucu elde edilen geometride asimetric boşaltmalar elde edilmiştir. Açılı olan bölgeye ait görsel Şekil 5.17.'de verilmiştir.



Şekil 5.17. $10,67^\circ$ Açılı Delik

Topoloji optimizasyon sonucu oluşan geometri ve esas parçanın karşılaştırılmasına ait görsel Şekil 5.18.'de verilmiştir. Bu kısımda kırmızı renk ile verilen yerler parçanın dayanımına etkiyen 1. dereceden bölgeler olup boşatılmayan yerlerdir. Mavi ile belirtilen bölgeler ise parçanın yapısından boşaltma işlemi yapılan kısımlardır.



Şekil 5.18. Topoloji ile Esas Parça Karşılaştırma

Optimizasyon sonrası elde edilen parça, SpaceClaim içerisine aktarılarak Check Facets komutu ile hatalı gelen yüzeyler tespit edilmiştir. Bu hatalı yüzeyler Auto Fix komutu ile yüzey hataları düzeltilmiştir. Yüzey hatalarından sonra Shrinkwrap komutu ile üçgen elemanlardan daha hassas bir yapı elde edilmiştir. Smooth komutu ile yapıdaki geçişler yumuşatılıp elde edilen hassas yapı daha düzgün bir yapıya dönüştürülmüştür.

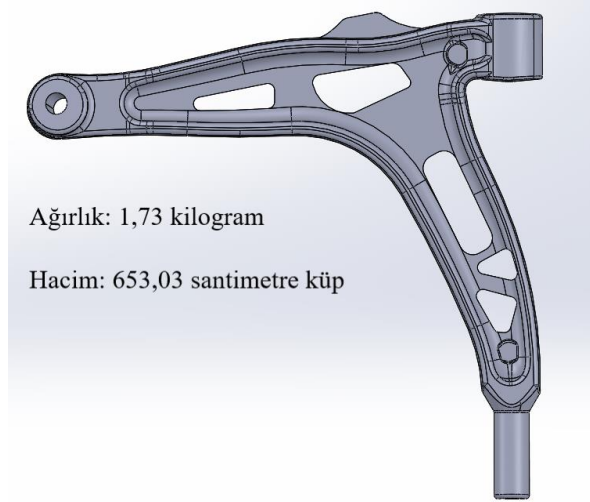
Stl data da gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra parça katıya dönüştürülüp stp data olarak SolidWorks 2019'a aktarılmıştır. Burada esas parça ve topoloji sonrası oluşan geometri montaj ortamında açılarak imalata uygun hale gelebilmesi için düzenlemeler yapılmıştır.

Yapılan düzenlemelerde parçada çentik etkisi yaratacak ve imalat süresini gereksiz yere uzatacak kütle boşatmalarından kaçınılmıştır. Elde edilen sonuçlar dikkate alınarak 2 adet tasarım çalışması yapılmıştır.

5.6. 1.Tasarım

Bu tasarımda parça iskeletinin bozulmaması adına, yapılan değişiklikler orta kısım ile sınırlandırılmıştır.

Şekil 5.16.'da belirtilen $10,67^\circ$ açılı delik ile yüklemeyen kaynaklı, Şekil 5.18.'deki sol üst tarafta oluşan boşaltma parçanın orta iskeletinin alt tarafında kalmıştır. Yapılan analizlerde aynı formdaki boşaltmanın yukarı tarafa çıktıkça gerilmenin bu kısımlarda arttığı görülmüştür. Elde edilen 1.tasarıma ait görsel Şekil 5.19.'da verilmiştir.



Şekil 5.19. 1.Tasarıma Ait Parça

1. tasarım sonucunda rotilli salıncağın;
Kütlesi 1,87 kg'dan 1,73 kg'a
Hacmi $703,33 \text{ cm}^3$ den $653,03 \text{ cm}^3$ e düşürülmüştür.

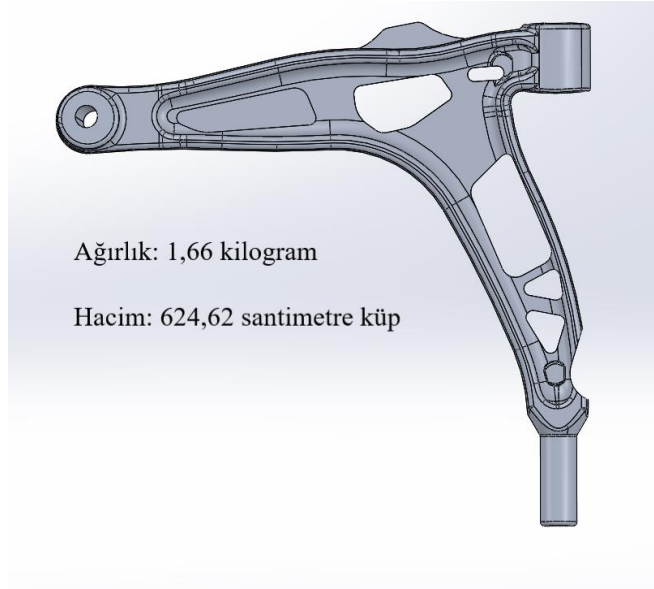
Bu durumda;
Kütleden %7,48
Hacimden %7,15 oranda kazanç sağlanmıştır.

Belirtilen değerler SolidWorks kütüphanesinde mevcut olan Alüminyum 6000 serisi baz alınarak oluşturulmuştur.

5.7. 2.Tasarım

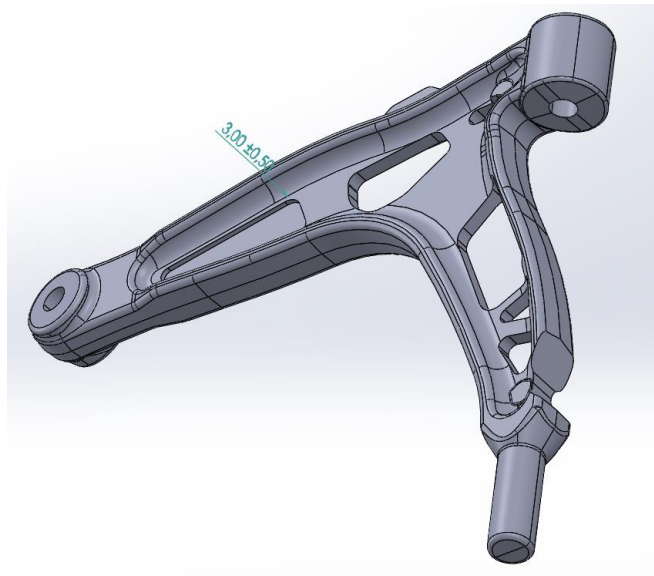
Bu tasarımda topoloji optimizasyon sonucu elde edilen geometrinin içinde kalarak daha fazla kütle hafifletilmesi hedeflenmiştir. Bu sebepten parçanın orta iskeletinin haricinde de boşaltma işlemi yapılmıştır.

2. tasarımda da Şekil 5.16.'da belirtilen $10,67^\circ$ açı ile yüklemekten kaynaklı asimetric boşaltmalar oluşmuştur. Elde edilen 2.tasarıma ait görsel Şekil 5.20.'de verilmiştir.



Şekil 5.20. 2. Tasarıma Ait Parça

1.Tasarımda sol üst tarafta verilen boşaltma bu kısımda boydan boya gerçekleştirilmemiştir. Onun yerine 3 mm derinlik verilmiş fakat boşaltılan alan genişletilmiştir. Şekil 5.21.'de belirtilmiştir.



Şekil 5.21. Derinlik 3mm

2. tasarım sonucunda rotilli salıncağın;
Kütlesi 1,87 kg'dan 1,66 kg'a
Hacmi 703,33 cm³ den 624,62 cm³ e düşürülmüştür.

Bu durumda;
Kütleden %11,2
Hacimden %11,2 oranda kazanç sağlanmıştır.

Belirtilen değerler SolidWorks kütüphanesinde mevcut olan Alüminyum 6000 serisi baz alınarak oluşturulmuştur.

1.Tasarım ve 2.Tasarım parçaların esas parçaya göre olan kütle ve hacim değişimleri Tablo 5.2.'de verilmiştir.

Tablo 5.2. 1.Tasarım ve 2.Tasarım Karşılaştırma

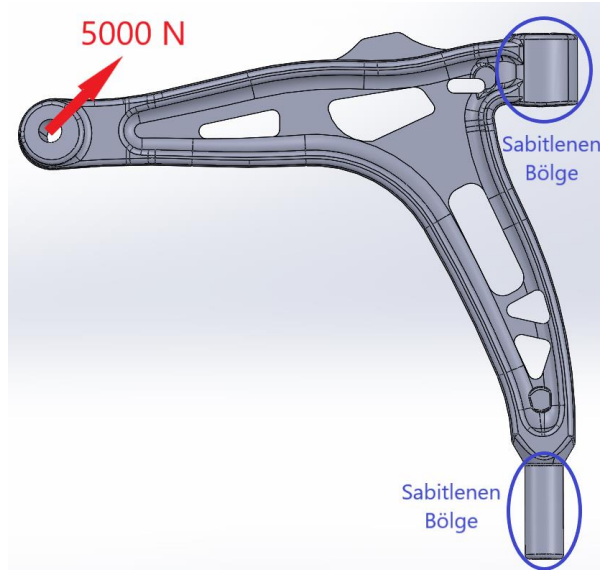
	1.Tasarım	2.Tasarım
Kütle (kg)	1,73	1,66
Hacim (cm ³)	653,03	624,62
Kütle Değişim	%7,48	%11,2
Hacim Değişim	%7,15	%11,2

Sıradaki bölümde elde edilen 2 farklı tasarım statik analize tabi tutularak sonuçlar incelenecektir.

5.8. 1. Tasarıma Ait Statik Analiz

Topoloji optimizasyon sonucuna göre tasarlanan 1.modelimizi esas parça ile aynı sınır şartlarında analize tabi tutacağız.

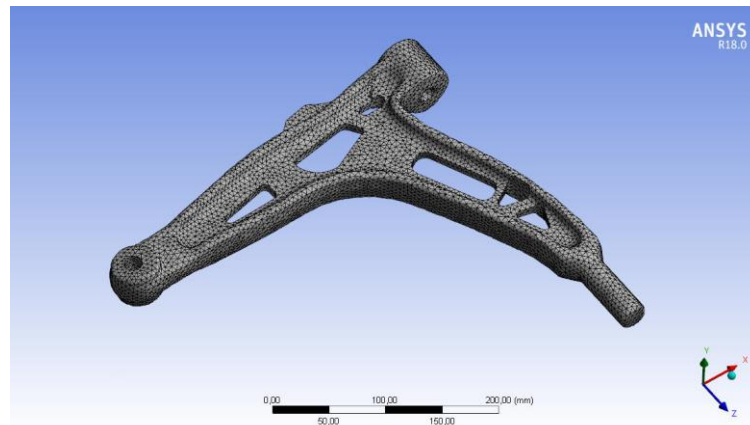
Sınır şartlarından önce malzememiz yine Alüminyum 6082 T6 ya ait mekanik özellikler alınarak malzeme kütüphanesine ve analize eklenmiştir. 1. Tasarımda uygulanan sınır şartlarına ait şematik resim Şekil 5.22.'de verilmiştir.



Şekil 5.22. Tasarım 1 Sınır Şartları

Mevcut parçaya uygulanan sınır şartlarından sonra mesh işlemine geçilmiştir. Uygulanan mesh yöntemleri de esas parçada uygulanan yöntem ve eleman boyutları ile aynı değerde seçilmiştir. Dolayısıyla burada da mesh yöntemi olarak 1 adet global mesh ve 1 adet ise lokal mesh uygulanmıştır.

Global mesh olarak Body Sizing uygulanıp mesh element size 6,4 mm olarak alınmıştır. Bunun üzerine lokal mesh olarak Patch Independent uygulanmıştır. Bu kısımda Min Size Limit 5,12 mm olarak alınmıştır. Daha sonra mesh işlemi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen mesh işlemi ait görsel Şekil 5.23.'de verilmiştir.



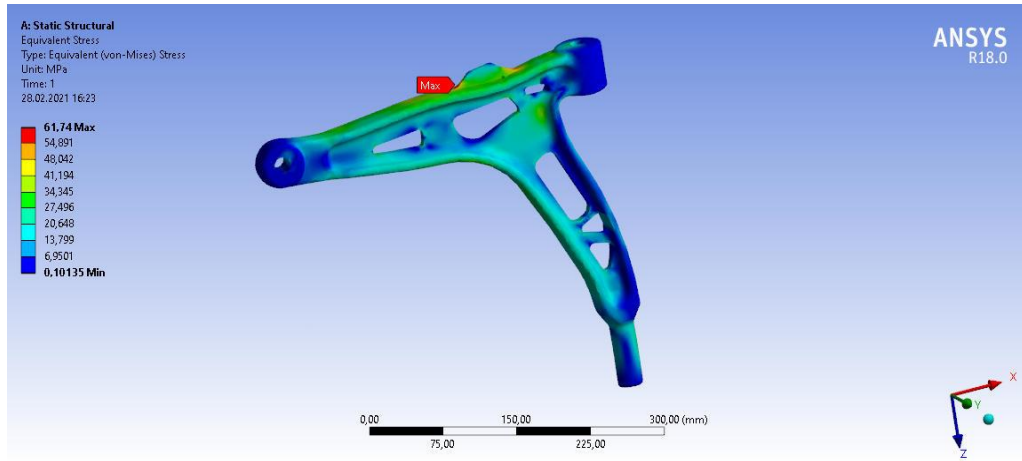
Şekil 5.23. 1.Tasarıma Ait Mesh

Mesh işlemi sonucunda 104.823 Node ve 68.241 Element sayısı elde edilmiştir.

Skewness değeri maksimum 0,70, Orthogonal Quality minimum 0,40 ve Element Quality değeri ortalama 0,83 gelmiştir. Bu durumda Şekil 5.5.'de verilen kabul kriterine göre kabul edilip analize devam edilmiştir.

Yukarıda belirtilen malzeme tayini (6082 T6), kabul edilebilir mesh değerleri ve sınır şartlarının belirlenmesinin ardından bu şartlar altında parça statik analize tabi tutulmuştur.

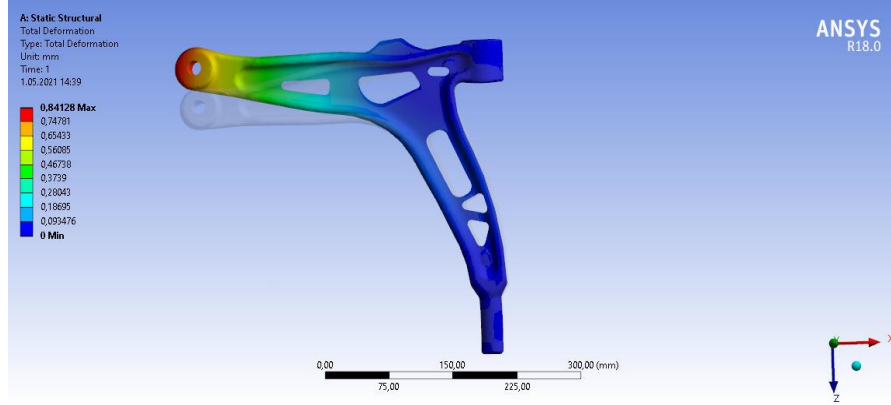
Yapılan statik analiz sonucunda parçada max eşdeğer gerilmenin olduğu yer, esas parça ile aynı yerde meydana gelmiştir. Max gerilme, kuvvetin yönü ile aynı doğrultuda ve parça formunun ani kesit değişimine uğradığı üst taraftaki çıkıntısında meydana gelmiştir. Değeri 61,74 Mpa olarak elde edilmiştir. Şekil 5.24.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.24. 1.Tasarıma Ait Max Gerilme

Max gerilmenin yeri belirlendikten sonra buna en yakın kritik bölgeler belirlenmiştir. Bu bölgeler de esas parçada belirlenen Şekil 5.11. ile aynı yerde, parçanın fixed support olarak sabitlenen kısmın etrafında olduğu görülmüştür.

Esas parçada 0,77 mm olarak elde edilen max total deformasyon, bu analizde 0,84 mm olarak elde edilmiştir. Şekil 5.25.'de max total deformasyona ait görsel vermiştir.

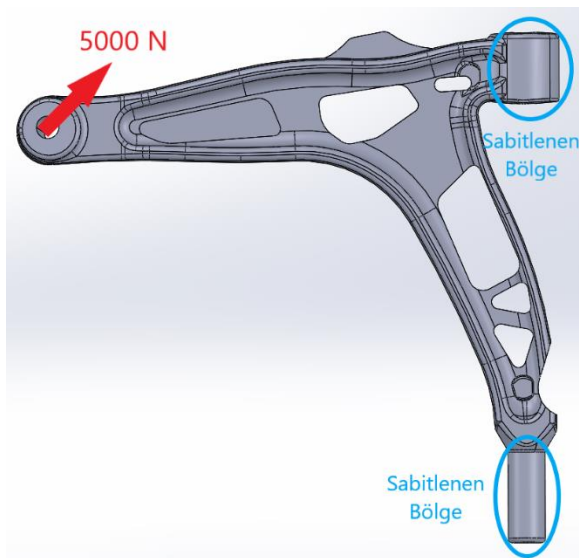


Şekil 5.25. 1.Tasarım Max. Deformasyon

5.9. 2. Tasarıma Ait Statik Analiz

Bu kısımda topoloji optimizasyon sonucuna göre tasarlanan 2.modelimizi esas parça ile aynı sınır şartlarında analize tabi tutacağız.

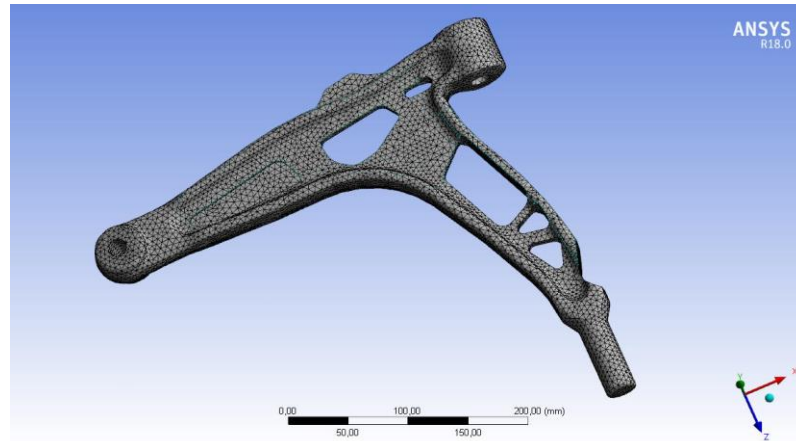
Sınır şartlarından önce malzememiz yine Alüminyum 6082 T6 ya ait mekanik özellikler alınarak malzeme kütüphanesine ve analize eklenmiştir. 2. Tasarımda uygulanan sınır şartlarına ait şematik resim Şekil 5.26.'da verilmiştir.



Şekil 5.26. Tasarım 2 Sınır Şartları

Mevcut parçaya uygulanan sınır şartlarından sonra mesh işlemine geçilmiştir. Uygulanan mesh, esas parça ve 1.Tasarımda olduğu gibi uygulanan yöntem ve eleman boyutları ile aynı değerde seçilmiştir. Dolayısıyla burada da mesh yöntemi olarak 1 adet global mesh ve 1 adet ise lokal mesh uygulanmıştır.

Global mesh olarak Body Sizing uygulanıp mesh element size 6,4 mm olarak alınmıştır. Bunun üzerine lokal mesh olarak Patch Independent uygulanmıştır. Bu kısımda Min Size Limit 5,12 mm olarak alınmıştır. Daha sonra mesh işlemi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen mesh işlemi ait görsel Şekil 5.27.'de verilmiştir.



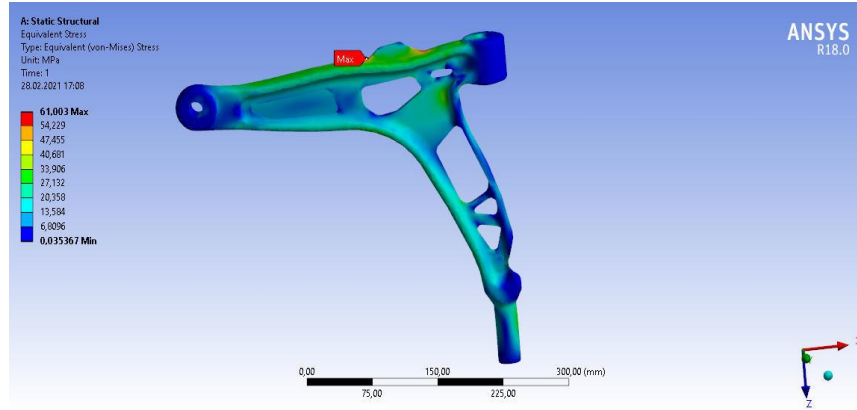
Şekil 5.27. 2.Tasarıma Ait Mesh

Bu mesh işlemi sonucunda ise 100.238 Node ve 64.789 Element sayısı elde edilmiştir. Skewness değeri maksimum 0,67, Orthogonal Quality minimum 0,36 ve Element Quality değeri ortalama 0,83 gelmiştir. Bu durumda Şekil 5.5.'de verilen kabul kriterine göre kabul edilip analize devam edilmiştir.

Yukarıda belirtilen malzeme tayini (6082 T6), mesh değerleri ve sınır şartlarının belirlenmesinin ardından bu şartlar altında parça statik analize tabi tutulmuştur.

Yapılan statik analiz sonucunda parçada max eşdeğer gerilmenin olduğu yer, esas parça ve 1.tasarım ile aynı yerde meydana gelmiştir. Max gerilme, kuvvetin yönü ile aynı doğrultuda ve parça formunun ani kesit değişimine uğradığı üst taraftaki

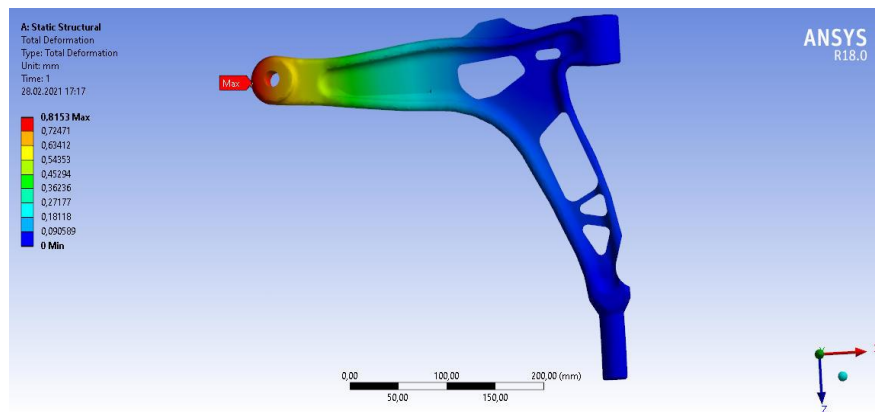
çıkıntısında meydana gelmiştir. Değeri 61 Mpa olarak elde edilmiştir. Şekil 5.28.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.28. 2.Tasarıma Ait Max Gerilme

Max gerilmenin yeri belirlendikten sonra buna en yakın kritik bölgeler belirlenmiştir. Bu bölgeler de esas parça ve 1.tasarımda belirlenen Şekil 5.11. ile aynı yerde, parçanın fixed support olarak sabitlenen kısmın etrafında olduğu görülmüştür.

Esas parçada 0,77 mm ve 1.tasarımda 0,84 mm olarak elde edilen max total deformasyon, bu analizde 0,81 mm olarak elde edilmiştir. Şekil 5.29.'da max total deformasyona ait görsel vermiştir.



Şekil 5.29. 2.Tasarım Max. Deformasyon

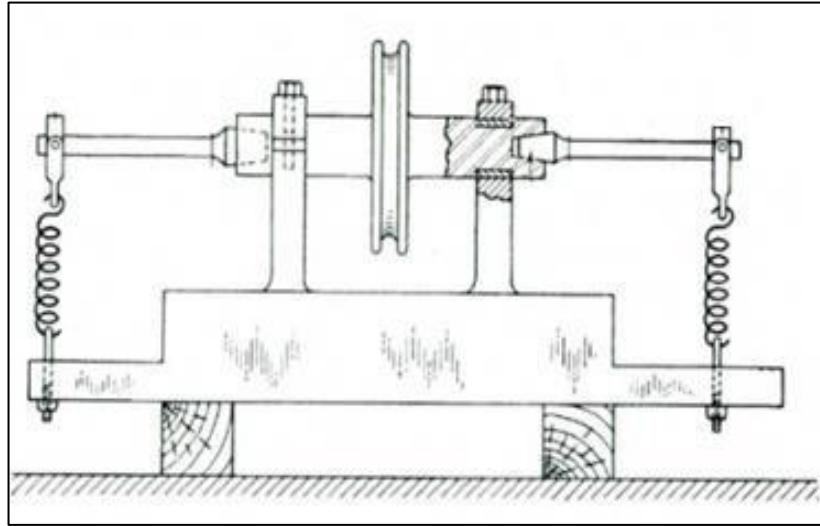
Esas parça, 1.Tasarım ve 2.Tasarım parçalarının total deformasyon ve maksimum gerilme değerlerinin karşılaştırılması Tablo 5.3.'de verilmiştir.

Tablo 5.3. Max Gerilme ve Total Deformasyon Karşılaştırma

	Max. Gerilme(Mpa)	Total Deformasyon(mm)
Esas Parça	60,44	0,77
1.Tasarım	61,74	0,84
2.Tasarım	61	0,81

BÖLÜM 6. YORULMA

Yorulma konusu ile ilgili ilk araştırmalar 1842 yılında Fransa'da meydana gelen bir trafik kazası sonucu, Alman demiryolu mühendisi August Wöhler'in kazaya neden olan tren lokomotifinin aksını incelemesiyle başlatılmıştır. Wöhler araştırmaları sonucunda tren aksının üzerinde çatlakların oluştuğunu ve bu çatlakların aksın yüzeyinde ilerlediğinin farkına varmıştır. Oluşan çatlakların kritik seviyeye ulaşması ile birlikte aniden yayıldığını ve hasara yol açtığını tespit etmiştir. Bunun üzerine akslara tekrarlı yükler uygulayabileceği bir test düzeneği hazırlamıştır. Şekil 6.1.'de August Wöhler'in o dönemde hazırlamış olduğu test düzeneğine ait şematik görsel verilmiştir [25].



Şekil 6.1. Wöhler'in geliştirdiği test düzeneğinin şematik gösterimi [26]

Wöhler, demiryolu aks çeliğinden çeşitli numuneler hazırlayarak, bu numunelere eğilme, burulma ve eksenel yüklemeler ile teste tabi tutmuştur. Yapmış olduğu testler sonucunda parçaya etki eden yük miktarının, yorulma hasarı oluşana kadar tekrarlanan çevrim sayısı ile aralarında bir ilişki olduğunu tespit etmiştir. Bunun sonucunda

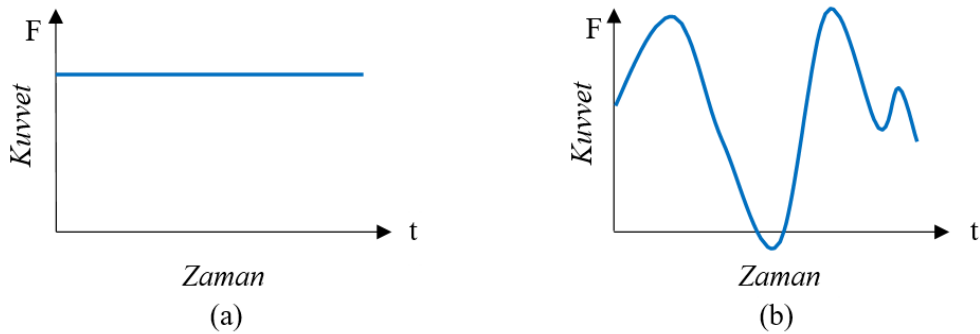
gerilme-genlik değerlerine karşılık gelen çevrim sayılarını hesaplayarak günümüzde Wöhler eğrisi veya S-N eğrisi olarak bilinen grafiği o dönemde oluşturmuştur [27].

6.1. Yorulma Kırılması

Malzemenin kırılması birçok farklı etkenlerden dolayı kaynaklanabilmektedir. Buna en temel olarak sıcaklık, gerilme durumu, gerilmenin zamana bağlı değişimi ve çevresel etkiler örnek olarak verilebilir. Bir yapıda kırılmaya sebep olabilecek iki çeşit yük vardır. Bunlar;

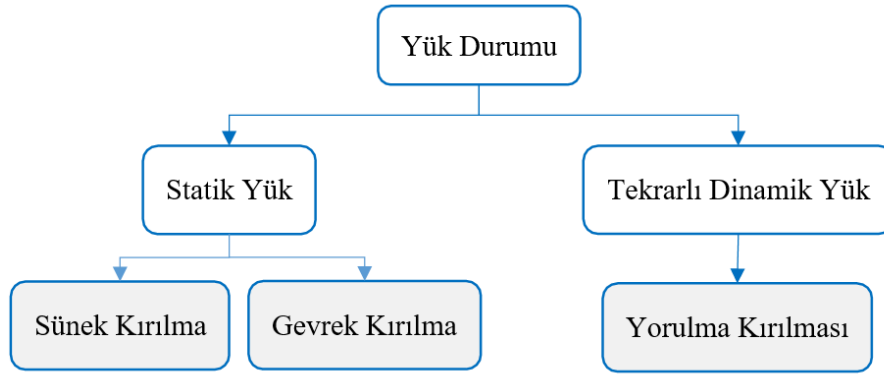
- Statik Yük
- Dinamik Yük olarak adlandırılır.

Statik yük zamandan bağımsızdır fakat dinamik yük zamana bağlı olarak değişmektedir. Dinamik yük, tekrarlı dinamik yük ve tekrarsız dinamik olarak ikiye ayrılmaktadır. Statik ve dinamik yüke ait kuvvet-zaman grafiği Şekil 6.2.'de verilmiştir [28]



Şekil 6.2. Statik Yük(a) Dinamik Yük(b) [26]

Kırılma olayı, sistemin veya parçanın maruz kaldığı gerilme durumuna göre sünek kırılma, gevrek kırılma ve yorulma kırılması olarak üçe ayrılır. Statik yük sonucunda sünek veya gevrek kırılma oluşurken, tekrarlı dinamik sonucunda yorulma kırılması oluşur. Parçada yük durumuna göre kırılma tipleri Şekil 6.3.'de verilmiştir [28].

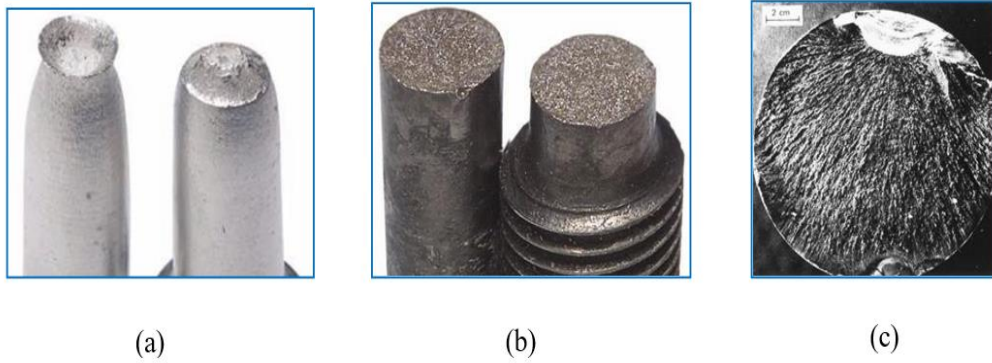


Şekil 6.3. Yük durumuna göre kırılma çeşitleri [28]

Sünek kırılmada elastik sınırın aşılmasından sonra yüksek oranda plastik şekil değişimi sonrası kopma görülürken, gevrek kırılmada elastik sınırın aşılmasının ardından plastik şekil değişimi az veya hiç gözlenmez.

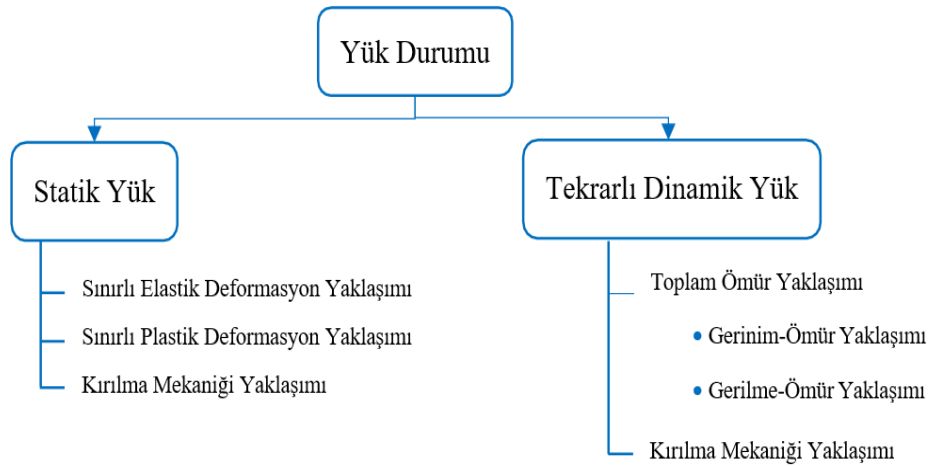
Yorulma kırılmasında ise gevrek kırılmaya benzer bir şekilde az veya hiç plastik şekil değişimi gözlenmez. Kırılma parçanın ani bir şekilde kopması şeklinde gözlenir. Yorulma kırılmasında parçada kırılmaya sebep olan bu gerilmeler kopma veya akma mukavemetinin altında olabilir.

Bir parçada meydana gelen kırılma şekli yüzey fotoğraflarına bakılarak anlaşılabilir. Şekil 6.4.'de sünek, gevrek ve yorulma kırılması meydana gelen parçalara ait yüzey örnekleri görülmektedir. Bu fotoğraflarda yüzeyler dikkatli incelendiğinde sünek kırılmaya ait yüzeyde parçanın büyük oranda plastik deformasyona uğradığı gözükürken, yorulma ve gevrek kırılmalarına ait yüzeylerde plastik deformasyon olmadığı görülmektedir.



Şekil 6.4. Sünek(a), Gevrek(b), Yorulma kırılması(c) [28]

Bir parçada taşınan yük ile parçada meydana gelebilecek hasar cinsine göre tasarım yaklaşımları değişmektedir (Şekil 6.5.). Statik yüke maruz bırakılan bir parçada tasarım yaklaşımı olarak sınırlı elastik deformasyon, sınırlı plastik deformasyon ve kırılma mekaniği yaklaşımları sergilenirken, dinamik yüke maruz parçada toplam ömür yaklaşımı ve kırılma mekaniği yaklaşımları izlenilmektedir.



Şekil 6.5. Uygulanan Yük Durumuna Göre Tasarım Yaklaşımları [28]

6.2. Yorulma - Ömür Hesabı Yaklaşımları

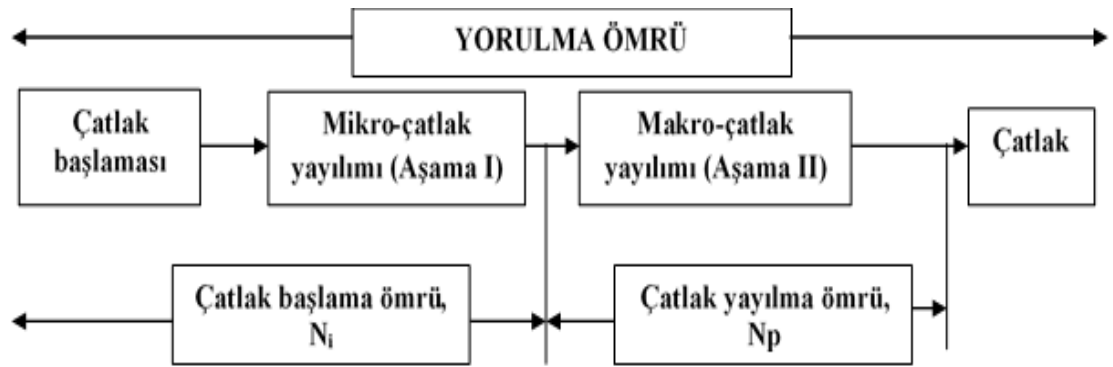
Mekanik yapılar ve makine elamanlarının yorulma ömrünün hesaplanması için üç temel ömür tahmin metodu kullanılmaktadır. Bunlar;

- Gerilim - ömür
- Kırılma mekaniği
- Gerilim - ömür [29]

Bu üç yaklaşım incelendiğinde toplam ömrün, çatlak başlangıcı ve çatlak ilerlemesi ile doğrudan ilişkili olduğu ortaya konulmuştur. Denklem 6.1’de çatlak başlangıcına kadar olan çevrim sayısı (N_i) ile çatlak ilerlemesine kadar olan çevrim sayılarının toplamı (N_p), toplam ömrün çevrim sayısına (N_f) eşit olduğu görülmektedir [27].

$$N_f = N_i + N_p \quad (6.1)$$

Denklem 6.1’de görüleceği üzere bir makine parçasının toplam ömrü çatlak başlangıcı ve çatlak ilerlemesi oranları bağlıdır. Ayrıca parçanın sahip olduğu geometriye ve yükleme koşullarına göre farklılık gösterebilmektedir. Örneğin, sünek malzemeler için çatlak ilerlemesi miktarı toplam ömür içinde oldukça büyük bir paya sahip olmasına rağmen, gevrek malzemelerde çatlak ilerlemesi miktarı toplam ömür için oldukça küçük bir paya sahiptir. Toplam yorulma ömrü, Şekil 6.6.’da görüldüğü gibi şematik olarak gösterilebilir [27].



Şekil 6.6. Toplam yorulma ömrünün aşamaları [25]

Yorulma çatlak başlangıcı ile yayılma arasında kesin bir sınır yoktur. Bununla birlikte malzemede önceden var olan bir çentik veya çatlak, yorulma çatlak başlatma ömrünü azaltabilir veya ortadan kaldırabilir ve bu sebepten malzemenin toplam yorulma ömrünü azaltabilir.

Yukarıda belirtildiği üzere malzemenin yorulma ömrü, yorulma çatlaklarını başlatmak ve çatlakları kritik olmayan boyutlardan kritik boyuta geçirmek için gereken geçen çevrimlerin toplamı ile belirlenir. Sonuç olarak malzemenin yorulma ömrünün üç aşamadan oluştuğu düşünülebilir [30].

- Yorulma çatlakları başlangıcı,
- Yorulma çatlakları yayılımı,
- Kırılma.

6.2.1. Gerinim - Ömür yaklaşımı

Tekrarlı yüklemelere maruz kalan parçada meydana gelen birim şekil değişimlerinden dolayı yorulmaya uğramaktadır. Çatlak başlangıcının oluştuğu bir parçada, malzeme elastik bölgeden çıkıp plastik deformasyona geçmiştir. Plastik deformasyon bölgesine geçmiş bir parçanın uzun ömürlü olmayacağı aşıkardır.

Gerinim – ömür yaklaşımı, yükleme seviyelerinin yüksek olduğu ve bununla beraber düşük çevrimlerinin oluştuğu yorulma ömürlerini tahmin ederken daha iyi sonuçlar vermektedir.

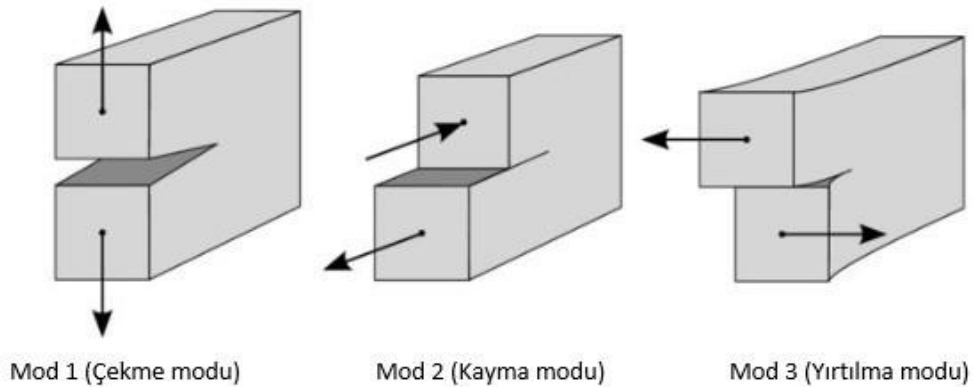
Uygulanan bir yükün etkisi altında olan makine parçasının elastik deformasyon bölgesi sınırları içerisinde kalması durumunda, parça üzerindeki gerilme ile malzemenin birim şekil değiştirmesi arasında doğrusal bir bağlantı olduğu söylenebilmektedir. Statik yükleme durumunda parça üzerinde meydana gelen elastik gerinimin hesaplanabilmesi durumunda Hooke kanunundan (Denklem 6.2) yararlanır. Hooke kanununa göre elastik gerinim (ϵ_e), parça üzerindeki gerilmenin (σ) malzemeye ait elastisite modülüne (E) oranıdır [31].

$$\epsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (6.2)$$

6.2.2. Kırılma mekaniği yaklaşımı

Teorik olarak yorulma hasarının oluşumu, çatlak başlangıcından nihai kırılmaya kadar geçen sürede üç aşamada gerçekleşmektedir. Kırılma mekaniği yaklaşımı, çatlak ilerlemesi ile makro boyuta ulaşan çatlakların nihai kırılma anına kadar geçen süredeki parçanın dayanımını incelemektedir. Yani bu yaklaşım, daha önce bahsi geçen üç aşamadan son iki aşamayı kapsamaktadır.

Kırılma mekaniği yaklaşımında malzemenin mekanik davranışları da göz önünde bulundurularak lineer elastik kırılma mekaniği ve elasto – plastik kırılma mekaniği metotları kullanılmaktadır. Gevrek malzemelerde plastik deformasyonun meydana gelmediği bilinse de gerçek malzemelerin çatlak ucunda büyük gerilmelerin sebep olduğu plastik deformasyonlar oluşur. Oluşan plastik bölgenin büyüklüğü malzemenin mekanik davranışı ile bağlantılıdır. Plastik bölgenin küçük olduğu durumda lineer elastik kırılma mekaniği metodunun kullanılması, büyük olduğu durumda ise elasto – plastik kırılma mekaniği metodunun kullanılması sağlıklı sonuçlar vermektedir [32].



Şekil 6.7. Yükleme tipine bağlı çatlakın ilerleme durumu [25]

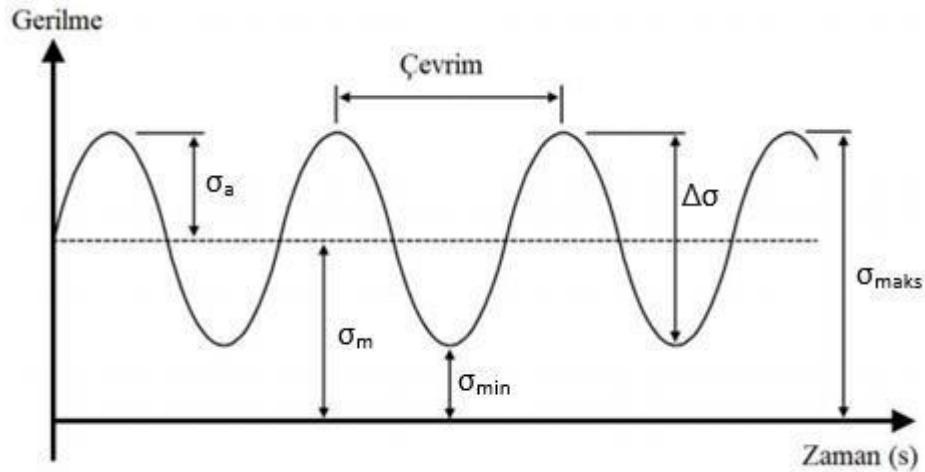
Şekil 6.7.'de gösterilen kenar çentikli numunelerde yüklenme tipine bağlı olarak çatlak ilerleme durumları belirtilmiştir. Mod 1 yüklemesine maruz bırakılan parçalarda, lineer elastik kırılma malzemelerde oldukça hızlı bir çatlak ilerleme süreci gerçekleşir. Çatlak yüzeyine dik olarak uygulanan parçalarda, Mod 1 yüklemesi çatlakın

ilerlemesini tetiklediğinden mühendislik problemlerinde en kritik yükleme tipidir ve en sık karşılaşılan problemlerden biridir. Mod 2 yüklemesi çatlak yüzeyinde düzlemde kayma gerilmesinin oluşmasını, Mod 3 yüklemesi ise çatlağın düzlemden dışarı yırtılarak açılmasına neden olmaktadır [25].

6.2.3. Gerilme - Ömür yaklaşımı

Tekrarlı yüklemelerin neden olduğu yorulma hasar problemlerine çözüm üretebilmek adına geliştirilen ilk metot gerilme – ömür yaklaşımıdır. Parça üzerinde mevcut olan gerilme seviyelerinin elastik sınırlar içinde kaldığı ve bununla birlikte yüksek yorulma çevrimlerinin gözlemlendiği durumlarda kullanılan bir yöntemdir.

Düşük yorulma çevrimlerinin görüldüğü durumlarda, parça üzerindeki birim uzamalar ve gerilme değerleri elastik bölge sınırlarını aşıp plastik bölge sınırlarına girdiği için bu yaklaşımı kullanmak yorulma ömrünün yanlış tayin edilmesine sebep olmaktadır. Bu bilgi göz önüne alındığında yorulma analizleri için gerilme – ömür yaklaşımının diğer yaklaşımlara göre daha sağlıklı sonuçlar vereceği düşünülmüştür.



Şekil 6.8. Tekrarlı yüklemeye göre gerilme - zaman grafiği [24]

Şekil 6.8.'de tekrarlı yüklemeye göre bir parça üzerinde oluşan gerilmelerin zamana bağlı değişimi verilmiştir. Tekrarlı bir yüklemeye göre için maksimum

(σ_{max}) ve minimum gerilmelerden (σ_{min}) bahsetmek mümkündür. Maksimum ve minimum gerilme değerleri kullanılarak grafikte görülen ortalama gerilme (σ_m), gerilme genliği (σ_a), gerilme aralığı ($\Delta\sigma$) ifadeleri hesaplanabilmektedir [32].

Ortalama gerilme, minimum ve maksimum gerilmelerin aritmetik ortalamasına eşittir. Denklem 6.3’de verilmiştir [32].

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (6.3)$$

Gerilme genliği, gerilme aralığının yarısına eşittir. Denklem 6.4’de verilmiştir [33].

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (6.4)$$

6.3. Rotilli Salıncak Yorulma(Ömür) Analizi

Bu kısımda alüminyum 6082 T6 ham malzemededen, dövme yöntemi ile üretilmiş rotilli salıncığa ANSYS 18.0 ile yorulma analizi yapılmıştır. Bununla birlikte topoloji optimizasyon sonucu tasarlanan iki farklı parçaya da yorulma analizi yapıлып sonuçlar karşılaştırılacaktır.

Malzemeye ait mekanik değerler yukarıda analiz kısmında belirtildiği üzere akma dayanımı 260 Mpa ve çekme dayanımı 310 Mpa olarak alınmıştır. Bu değerler ANSYS malzeme kütüphanesine aktarılmıştır. Yorulma analizinde elde edilecek ömür, çevrim sayısı ve emniyet faktörleri bu değerlere göre hesaplanmıştır.

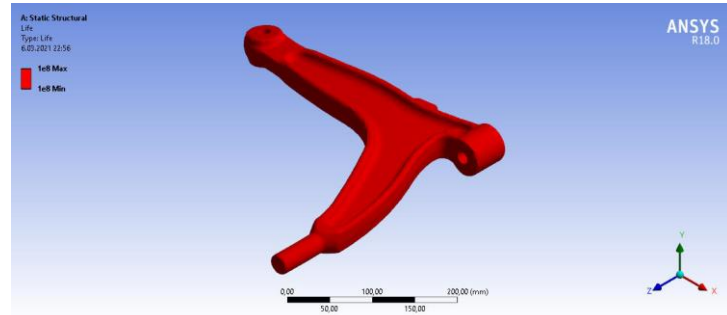
Yorulma analizi için elde ettiğimiz statik analiz sonucuna “Fatigue Tool” eklemesi yapılır. Fatigue tool modülü altında parçada Life, Damage, Safety Factor, Biaxiality Indication ve Equivalent Alternating Stress kısımları incelenmiştir. Bununla birlikte uygulanan analiz sabit genlik(oranlı yüklemeye) ile yorulma analizidir.

Tüm parçaların(esas parça, 1.tasarım ve 2.tasarım) statik analizine eklenen Fatigue Tool kısmında, aşağıda belirtilen sınır şartları ile analize tabi tutulmuştur.

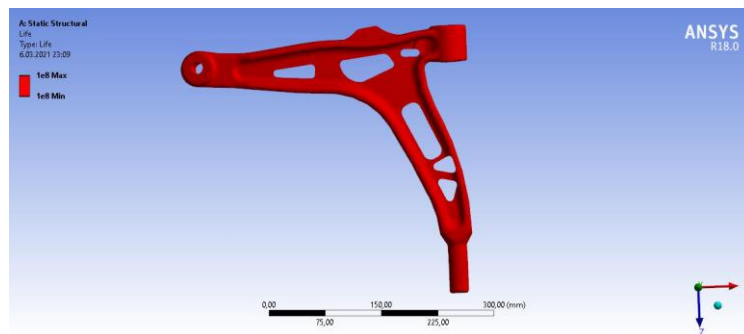
- Ham malzeme alüminyum olduğundan, sünek malzemeye daha uygun olan Gerber Teoremi baz alınmıştır.
- Parçalarda Design Life değeri 1.000.000 olarak referans alınmıştır.
- Fatigue Strength Factor(K_f) ve Scale Factor değerleri 0,8 olarak referans alınmıştır.
- Analiz tipi Fully Reversed olarak yani yüklemenin -5000 N ile +5000 N arasında olduğu yükleme tipi seçilmiştir.

6.3.1. Yorulma ömrü(Life)

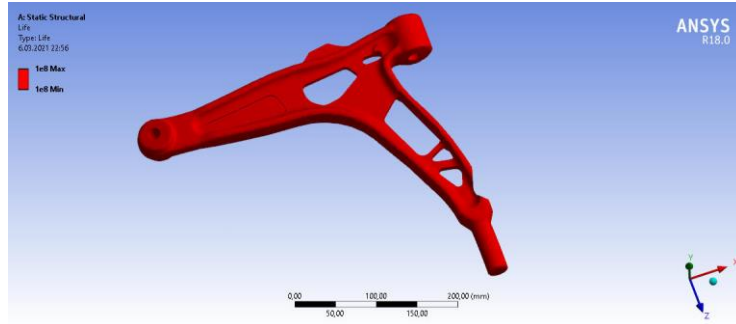
Yapının yorulmadan kaynaklanan hasara kadar olan döngü sayısını gösteren kısımdır. Yani parçamızın hasara uğramadan kaç çevrim yapacağına bakacağımız parametredir. Esas parça, 1.tasarım ve 2.tasarım parçalarının hepsinde $1e^8$ olarak elde edilmiştir. Sonuçlara ait görseller Şekil 6.9. Şekil 6.10. ve Şekil 6.11.'de verilmiştir.



Şekil 6.9. Esas parça life



Şekil 6.10. 1.Tasarım life



Şekil 6.11. 2.Tasarım life

6.3.2. Yorulma hasarı (Damage)

Parçanın design(tasarım) ömrünün, mevcut ömre oranlanması ile elde edilen değerdir. Yani bu değer bir hesaplama sonucunda ortaya çıkmaktadır. Tasarım üzerinde bu oranın azaldığı kısımlarda yorulma konusunda sıkıntı azalır, arttığı yerlerde ise yorulma konusunda sıkıntı artar. Bu analizde yukarıda belirtildiği gibi design(tasarım) ömrü 1.000.000(1e⁶) olarak alınmıştır. Life kısmında görsellerde görüldüğü üzere üç parça için gelen değer 100.000.000(1e⁸) dir. Dolayısıyla her üç parça içinde elde edilen Damage değeri 0,01 dir. Denklem 6.5’de verilmiştir.

$$Damage = \frac{Life_{Design}}{Life_{Mevcut}} = \frac{1.000.000}{1.000.000.00} = 0,01 \quad (6.5)$$

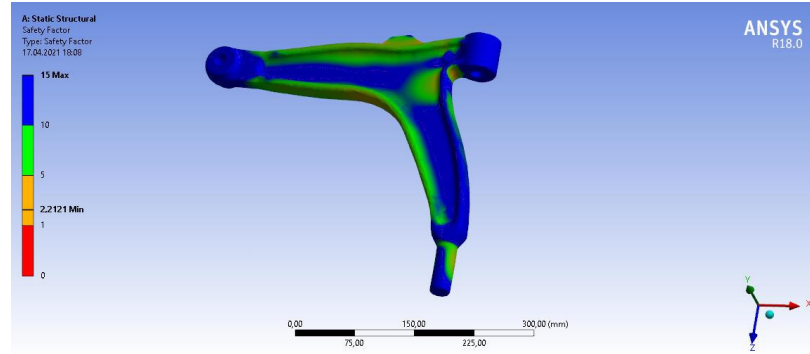
6.3.3. Yorulma güvenlik faktörü (Safety factor)

Belirli bir tasarım ömründe, hasara karşı güvenlik faktörüne ait elde edilen sonuçtur. Malzemenin mekanik değerleri ile doğrudan ilişkilidir. Bu değer diğer statik analizlerde kullandığımız güvenlik katsayısı ile aynı görevi görmektedir. 1’in altındaki bölgeler sıkıntılı kısımlardır.

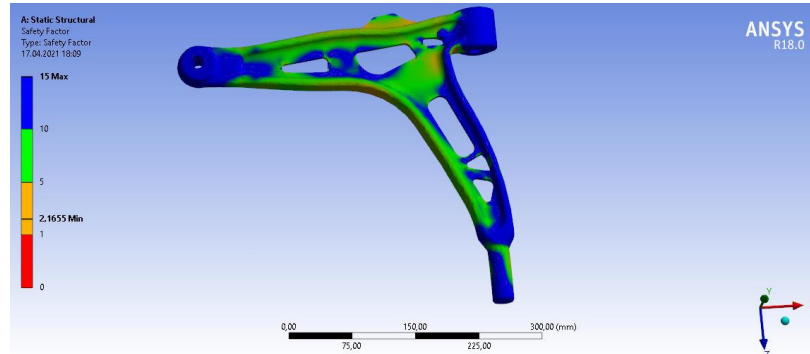
Yukarıda belirtilen Fatigue Strength Factor(Kf) ve Scale Factor değerleri, tasarımdaki parça ile test parçası arasındaki farkları hesaba katmak için girilen emniyet

katsayıdır. Buna örnek olarak yüzey pürüzlülüğü, ortam sıcaklığı, malzeme vs. verilebilir. Analizde bu değer 0,8 olarak baz alınmıştır.

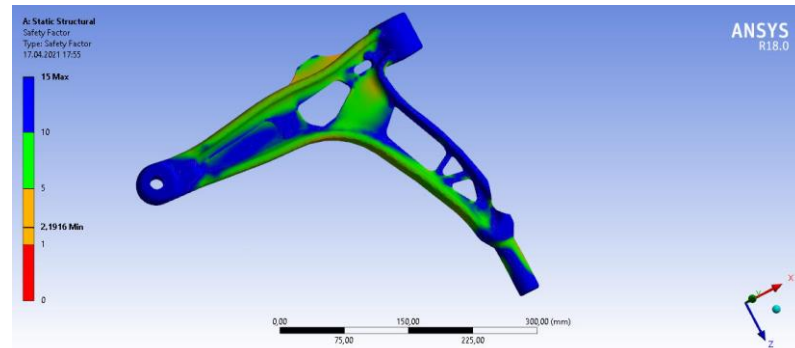
Verilen bilgiler doğrultusunda esas parça, 1.tasarım ve 2.tasarım parçalarına ait Safety Factor değerlerine ait görseller Şekil 6.12. Şekil 6.13. ve Şekil 6.14.'de verilmiştir.



Şekil 6.12. Esas parça Safety Factor



Şekil 6.13. 1.Tasarım Safety Factor



Şekil 6.14. 2.Tasarım Safety Factor

Şekillerde görüleceği üzere;

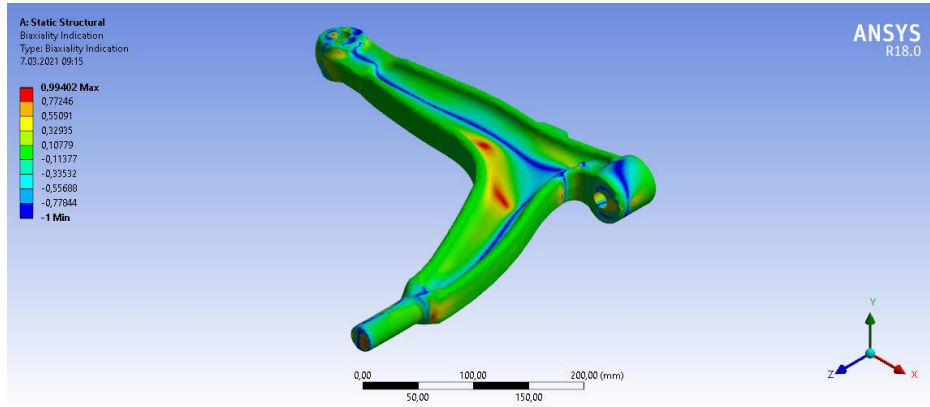
- Esas parçada elde edilen güvenlik faktörü 2,21
- 1.Tasarım parçada elde edilen güvenlik faktörü 2,16
- 2.Tasarım parçada elde edilen güvenlik faktörü 2,19 olarak elde edilmiştir.

6.3.4. Biaxiality indication

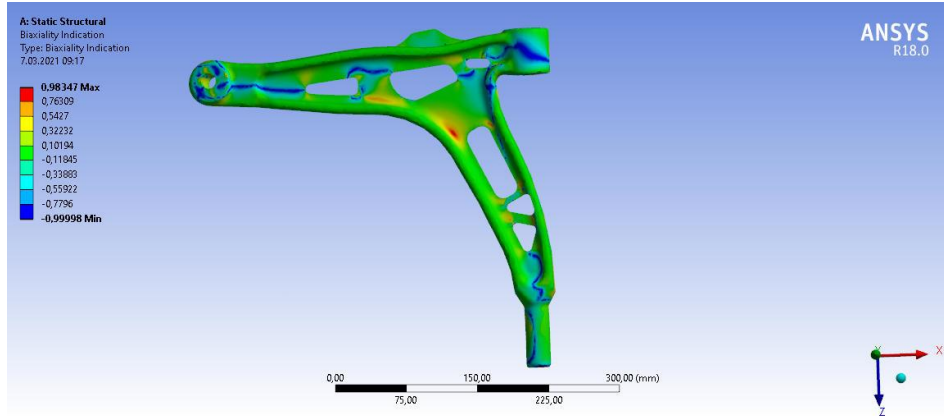
Parçanın mevcut çalışma şartlarında oluşan tek eksenli gerilme yığılmaları, parçada hasara veya çatlığa dönüşebilecek ilk kısımlardır. Biaxiality Indication kısmında parçada mevcut olan gerilme çeşitleri dağılımlarının ne şekilde olduğu hakkında bilgi vermektedir. Bu değer analizimizde 1 ile -1 arasında değişmektedir.

- Tek eksenli gerilmeler = 0
- Kayma gerilmeleri = -1
- Çift eksenli gerilmeler = 1 ile temsil edilir.

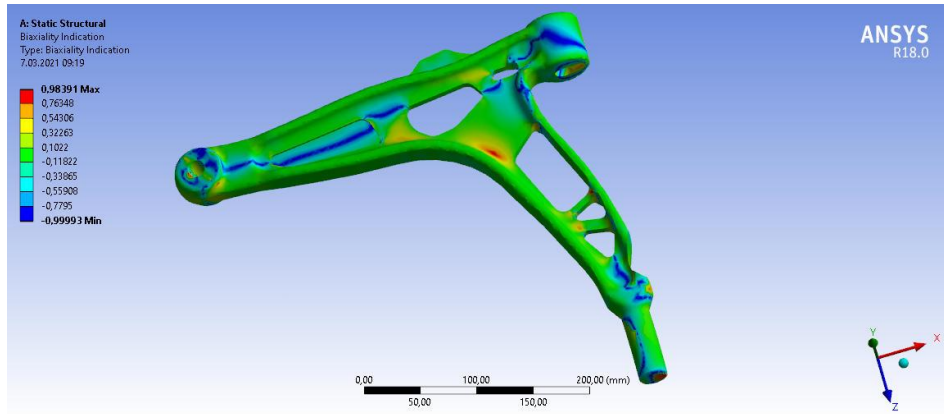
Esas parça, 1.tasarım ve 2.tasarım parçalarına ait elde edilen Biaxiality Indication görselleri Şekil 6.15. Şekil 6.16. ve Şekil 6.17.'de verilmiştir.



Şekil 6.15. Esas parça Biaxiality Indication



Şekil 6.16. 1.Tasarım Biaxiality Indication



Şekil 6.17. 2.Tasarım Biaxiality Indication

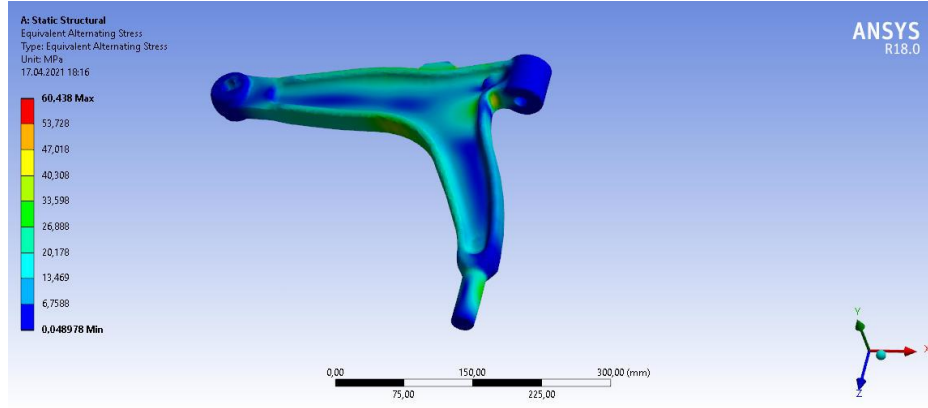
Görsellerde de görüleceği üzere;

- Esas parçada max değer 0,99
- 1.Tasarım parçada max değer 0,98
- 2.Tasarım parçada max değer 0,98 elde edilip gerilme çeşitleri dağılımlarının nasıl olduğu görülmüştür.

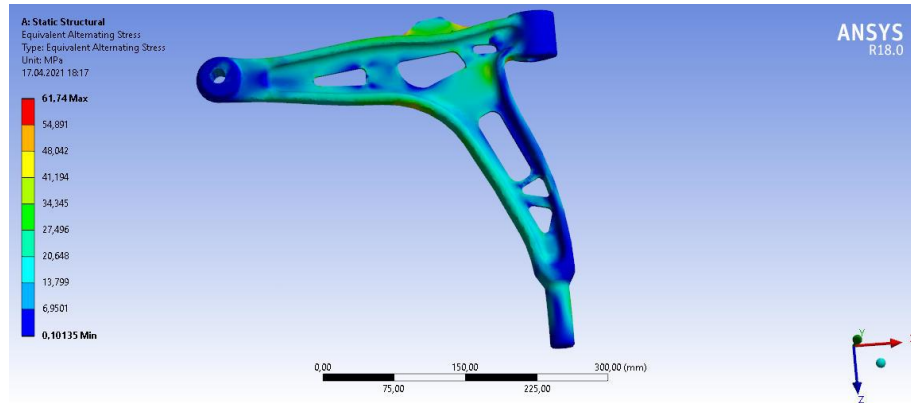
6.3.5. Eşdeğer alternatif gerilme (Equivalent alternating stress)

Yapımız üzerinde bu gerilme değerini tespit ettiğimizde bu değeri sürekli dayanım gerilmesi değeri (Endurance Limit) ile karşılaştırılabilir. Çıkan sonuç bunun altında bir değer ise parçamızda zaten yorulma ile ilgili sorun olmayacağı anlamına gelmektedir.

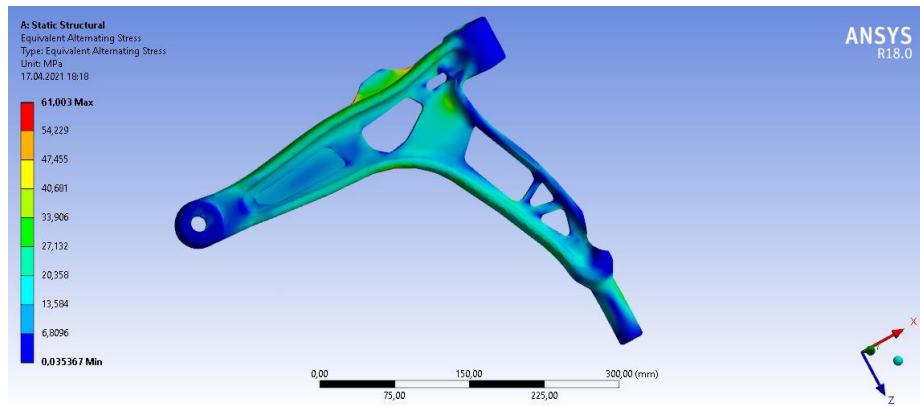
Esas parça, 1.tasarım ve 2.tasarım parçalarına ait elde edilen Equivalent Alternating Stress görselleri Şekil 6.18. Şekil 6.19. ve Şekil 6.20.'de verilmiştir.



Şekil 6.18. Esas parça Equivalent Alternating Stress



Şekil 6.19. 1.Tasarım Equivalent Alternating Stress



Şekil 6.20. 2.Tasarım Equivalent Alternating Stress

Görsellerde de görüleceği üzere;

- Esas parçada max değer 60,43 Mpa
- 1.Tasarım parçada max değer 61,74 Mpa
- 2.Tasarım parçada max değer 61 Mpa elde edilip gerilme dağılımları görülmüştür.

Elde edilen yorulma değerlerine ait sonuçlar Tablo 6.1.'de verilmiştir.

Tablo 6.1. Yorulma Sonuçlar

İlgili Parametre	Esas Parça	1.Tasarım	2.Tasarım
Ömür	1e ⁸	1e ⁸	1e ⁸
Hasar	0,01	0,01	0,01
Güvenlik Faktörü	2,21	2,16	2,19
Biaxiality Indication	0,99	0,98	0,98
Eşdeğer Alternatif Gerilme	60,43	61,74	61

BÖLÜM 7. OPTİMİZE PARÇALARIN İMALATI VE DENEYSEL DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

Bu bölümde elde edilen iki farklı tasarım modelinin imalatını gerçekleştirip test düzeneği ile doğrulanması çalışmaları hakkında bilgiler verilmiştir.

7.1. Rotilli Salıncak Esas Parça

Teknorot firmasından gelen rotilli salıncak esas parça, hassas terazide tartılarak 1,606 kg olarak ağırlığı not edilmiştir. Elde edilen ağırlığa ait görsel Şekil 7.1.'de verilmiştir.



Şekil 7.1. Esas parça ağırlık

7.2. 1.Tasarım Model İmalatı

Teknorot firması tarafından üretilen rotilli salıncak, ayarlanabilir takoz ve pabuçlar yardımıyla CNC tezgâhına bağlanarak tasarlanan 1. modele göre imalatı

gerçekleştirilmiştir. Parçanın CNC tezgâhında işlemesi tamamlanmış hali Şekil 7.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 7.2. 1.modele ait CNC tezgâhında görünüş

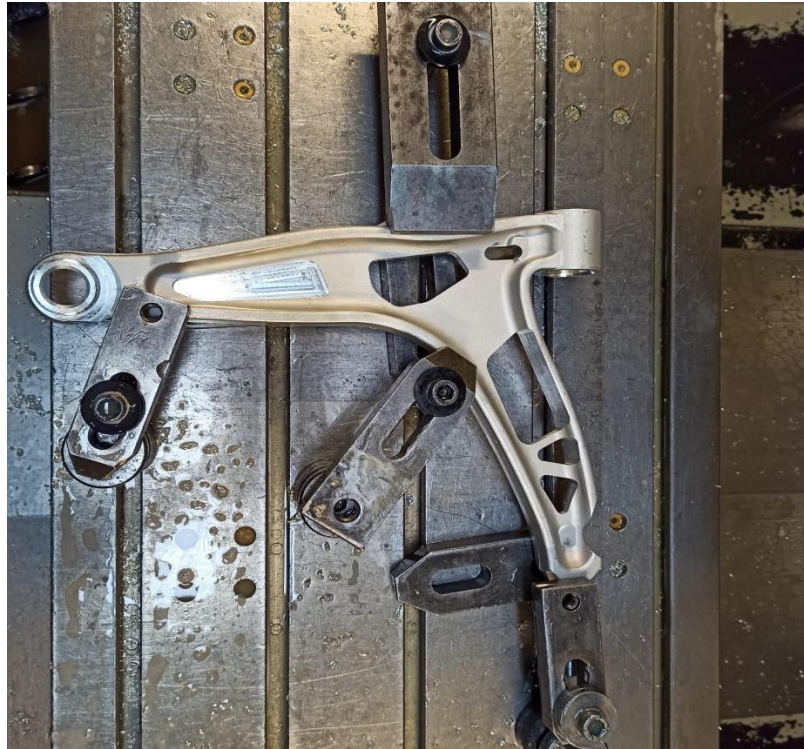
İmalatı tamamlanan 1.model parça daha sonra hassas terazide tartılarak 1,467 kg olarak gerçek ağırlığı not edilmiştir. Bu durumda, esas parçaya oranla %8,65 kütle hafifletilmesi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen ağırlığa ait görsel Şekil 7.3.'de verilmiştir.



Şekil 7.3. 1.model ağırlık

7.3. 2.Tasarım Model İmalatı

İlk modelde olduğu gibi Teknorot firması tarafından üretilen rotilli salıncak, ayarlanabilir takoz ve pabuçlar yardımıyla CNC tezgâhına bağlanarak tasarlanan 2. modele göre imalatı gerçekleştirilmiştir. Parçanın CNC tezgâhında işlenmesi tamamlanmış hali Şekil 7.4.'de gösterilmiştir.



Şekil 7.4. 2.modele ait CNC tezgâhında görünüş

İmalatı tamamlanan 2.model parça da daha sonra hassas terazide tartılarak gerçek ağırlığı 1,389 kg olarak not edilmiştir. Bu durumda, esas parçaya oranla %13,51 kütle hafifletilmesi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen ağırlığa ait görsel Şekil 7.5.'de verilmiştir.



Şekil 7.5. 2.model ağırlık

Deneysel çalışma olarak imalatı gerçekleştirilen 1.Tasarım ve 2.Tasarım salıncak kollarının elde edilen gerçek kütlelerine ait sonuçlar Tablo 7.1.'de verilmiştir.

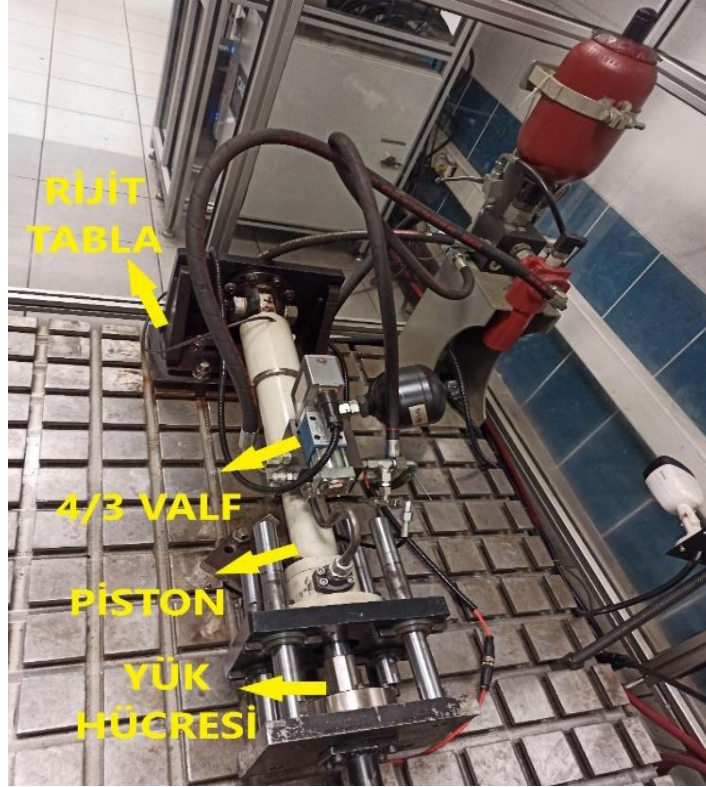
Tablo 7.1. 1.Tasarım ve 2.Tasarım Gerçek Kütleler

	1.Tasarım	2.Tasarım
Kütle (kg)	1,467	1,389
Değişim	%8,65	%13,51

7.4. Yorulma(Ömür) Test Düzenegi

Numune çalışması olarak imalatı gerçekleştirilen 1.Tasarım ve 2. Tasarım parçaların, elde edilen simülasyon sonuçlarını doğrulama amaçlı Şekil 7.6.'da verilen tek eksenli test düzeneginde teste tabi tutulmuştur.

Test düzenegi; hidrolik tankı, elektrik motoru, pompa, basınç kontrol valfleri, yön kontrol valfleri, akış kontrol valfleri, çift etkili silindir, yük hücresi, sensörler, sızdırmazlık elemanları, hortumlar ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır.



Şekil 7.6. Tek Eksenli Test Düzenegi

Çift etkili silindir, rijit tablaya monte edilmiştir. Hidrolik tankındaki akışkan, elektrik motoruna bağlı olan pompa aracılığıyla istenilen basınçta sisteme gönderilir. Elde edilen basınçlı akışkan 4 yollu 3 konumlu valf ile kumanda edilerek silindir içerisindeki pistonun istenilen şekilde hareket edilmesi sağlanır. Pistona bağlı olan yük hücresi sayesinde hidrolik sistem içerisindeki yük veya kuvvetin elektronik bir sinyale dönüştürülmesi sağlanır. Elde edilen sinyaller, sensörler aracılığı ile bilgisayar ortamına aktarılır. Bu sistem emniyet valfleri, sızdırmazlık elemanları, hortumlar ve bağlantı elemanları ile desteklenmektedir.

7.5. Parçaların Test Düzenegine Bağlanması Ve Uygulanması

CNC tezgâhında hazırlanan Şekil 7.2. ve Şekil 7.4.'deki numune parçaların analize uygun olarak test düzenegine bağlanması için çeşitli aparatlar ile monte edilmiştir. Şekil 7.7.'de görüleceği üzere yükün uygulanacağı kısımda iç çapı 16mm olan burç yardımıyla sıkı geçme ile salıncak koluna monte edilmiştir.



Şekil 7.7. Yükün Uygulandığı Bağlantı Parçası

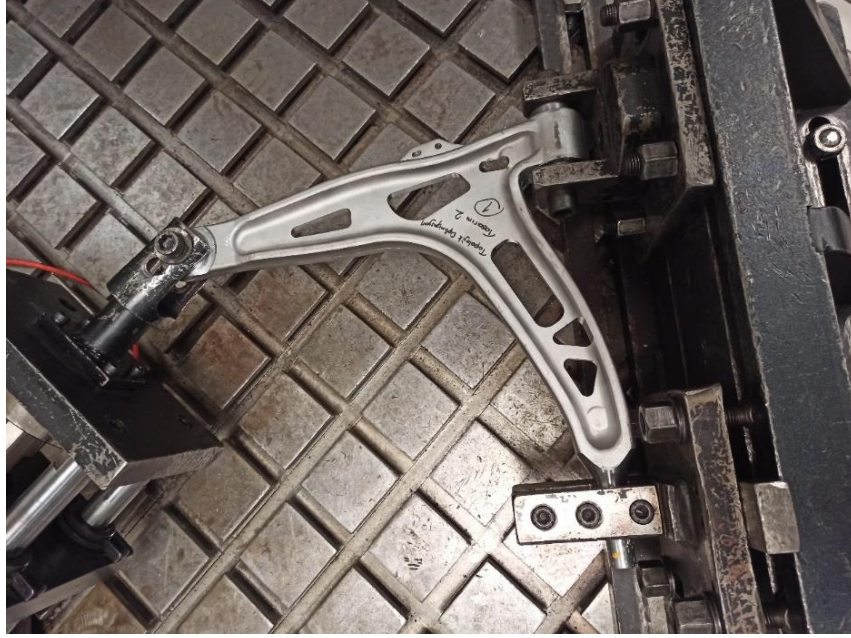
Analizde Fixed Support olarak sabitlenen kısım ise test düzeneğinde M16 burç ile salıncak koluna bağlanılmıştır. Şekil 7.8.'de gösterilmiştir.



Şekil 7.8. Fixed Support Bağlantı M16 Burcu

Analizde Remote Displacement olarak alınan mil kısmı ise yatak kuvveti olarak aparat yardımıyla test düzeneğine monte edilmiştir. Burçlar ve aparatlar vasıtasıyla parçalar test düzeneğine bağlanmaya hazır hale getirildi.

1.Tasarım parçanın rijit tablaya bağlanmasına ait görsel Şekil 7.9.'da verilmiştir.



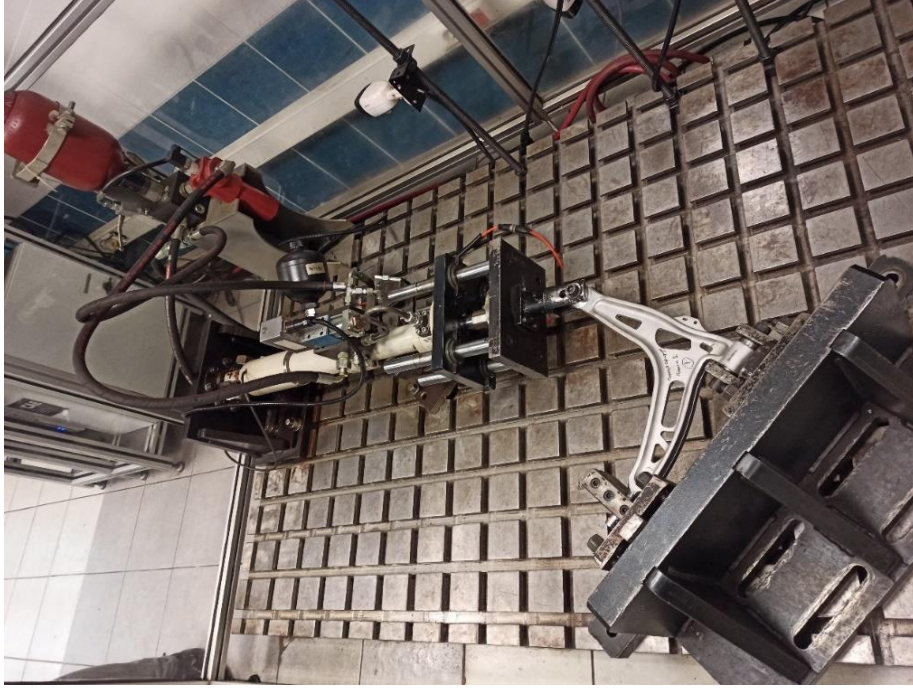
Şekil 7.9. 1.Tasarım Salıncak Kolunun Rijit Tablaya Montajı

2.Tasarım parçanın rijit tablaya bağlanmasına ait görsel Şekil 7.10.'da verilmiştir.



Şekil 7.10. 2.Tasarım Salıncak Kolunun Rijit Tablaya Montajı

Salıncak kolunun test düzeneğinde monte edilmiş haline ait görsel Şekil 7.11.'de verilmiştir.



Şekil 7.11. Salıncak Kolunun Test Düzeneğine Montajı

Salıncak kolunun test düzeneğine bağlanması ile teste hazır hale gelmiştir. Uygulanacak olan test için Teknorot Otomotiv A.Ş. firması tarafından parçanın binek araçlarda kullanılması sebebiyle test parametresi olarak 500.000 cycle(çevrim) baz alınacağı belirtilmiştir. Fakat bazı testlerde bu değer 700.000'e kadar çıkmıştır. Bu çevrim sayısı için salıncak kolları yaklaşık olarak üç gün test düzeneğinde bağlı kalmıştır.

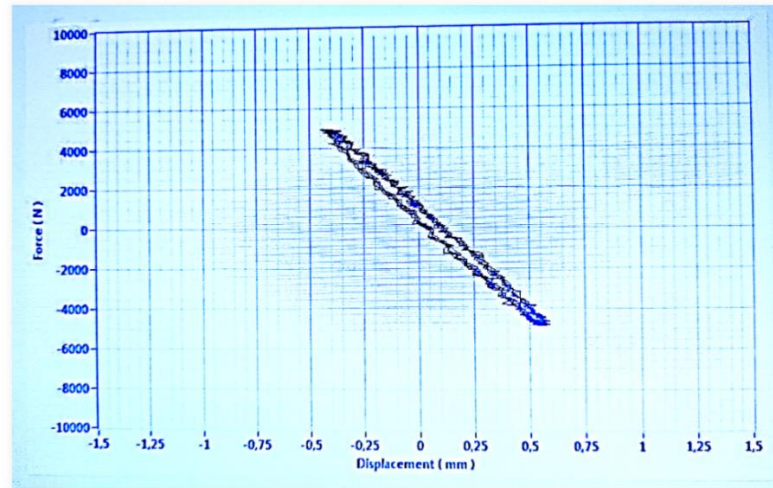
Belirlenen test parametreleri sonrasında topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen salıncak kolları test düzeneğinde teste tabi tutulmuştur.

Yorulma analizinde analiz tipinin Fully Reversed olarak seçilmesi nedeniyle test düzeneğindeki yük -5000N ile +5000N arasında uygulanmıştır.

Test parametrelerini özetleyecek olursak;

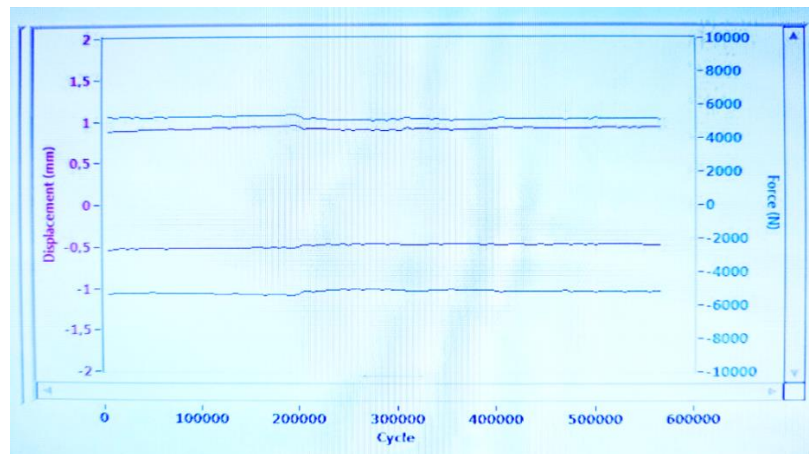
- Yük -5000N ile +5000N
- Test düzeneği frekansı 4 Hz
- Ömür 500.000 cycle(çevrim) olarak baz alınmıştır.

Test düzeneğinden alınan kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 7.12.'de verilmiştir.



Şekil 7.12. Kuvvet – Yer Değiştirme Grafiği

Testlerin yaklaşık üç gün sonunda tamamlanması ile birlikte parçalarda herhangi bir kırılma veya plastik deformasyon oluşmadığı gözlemlenmiştir. Test sonucunda elde edilen Yer Değiştirme – Çevrim Sayısı grafiğine ait görsel Şekil 7.13.'de verilmiştir.



Şekil 7.13. Yer Değiştirme – Çevrim Sayısı Grafiği

BÖLÜM 8. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, otomotiv endüstrisinde binek araçlara ait bir salıncak kolunun topoloji optimizasyonu çalışmasıyla, parçanın dayanımından ödün vermeden kütlelerinin hafifletilmesi amaçlanmıştır.

Öncelikli olarak esas parça olan salıncak kolu çalışma şartları ile statik analize tabi tutuldu. Daha sonra elde edilen statik analize topoloji optimizasyonu bağlanarak %35 kütle boşaltması hedeflendi. Elde edilen geometri SpaceClaim'de aktarıldı. SpaceClaim'de gerekli düzenlemeler yapılarak STP data olarak SolidWorks programına aktarıldı. SolidWorks programında parçanın üretilebilirliği göz önüne alınarak gerekli düzenlemeler sonucu iki farklı tasarım çalışması yapıldı.

Analiz sonuçlarına göre 1.Tasarım sonucunda kütleden %7,48 ve 2.Tasarımda kütleden %11,2 oranında hafifletme olduğu görülmüştür. Fakat imal edilen parçaların deneysel çalışma sonucunda 1.Tasarım sonucunda kütleden %8,65 ve 2.Tasarımda kütleden %13,51 oranında hafifletme olduğu görülmüştür. Alınan analiz değerlerine göre yaklaşık olarak oluşan %2 kütle farkının, parçanın dövme yöntemi ile elde edilmesinden kaynaklı, hem STP dataya göre daha kalın gelen ölçüler hem de parça kalınlığının homojen olarak dağılmamasından kaynaklanmaktadır.

Esas parçaya uygulanan statik analiz sonucunda elde edilen maksimum eşdeğer gerilme 60,44 Mpa olarak elde edilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen iki farklı tasarım, esas parça ile aynı sınır şartlarında analize tabi tutuldu. Yapılan analizler sonucunda 1.Tasarım da max eşdeğer gerilme 61,74 Mpa ve 2.Tasarım da max eşdeğer gerilme 61 Mpa olarak elde edilmiştir. Ayrıca her üç analizde de max eşdeğer gerilme, esas parça ile aynı yerde meydana gelmiştir.

Yapılan analiz ve topoloji optimizasyonu çalışmalarını test etmek amacı ile Teknorot Otomotiv A.Ş. bünyesinde mevcut olan tek eksenli test düzeneği kullanıldı. Parçanın binek araçta kullanılması sebebiyle test parametresi olarak 500.000 çevrim sayısı baz alındı. Bu değer yaklaşık olarak üç gün sürmektedir. Fakat bazı parçalarda geceden testte kalması sebebiyle 700.000 çevrim sayısına kadar süren parçalar da oldu. Test düzeneği ile yapılan deneysel çalışmalar sonucunda parçalarda herhangi bir kırılma veya plastik deformasyon gözlenmemiştir. Dolayısıyla yapılan simülasyon çalışmaları test düzeneği ile de desteklenmiştir.

Her iki tasarımın ortalaması %10 olarak parçanın hafifletilmesi durumu baz alındığında;

- $1.606 \text{ gram} \times 0,1 = 160,6 \text{ gr}$
- $0,1606 \text{ kg} \times 40 \text{ TL} = 6,424 \text{ TL}$ (Alüminyum 6086 T6 40 TL/Kg olarak alındı)

Dolayısıyla yapılan çalışmanın sonucunda;

- Parça ağırlığı hafifletilerek aracın yakıt tasarrufundan performansına kadar iyileştirme sağlandı.
- Kütle hafifletilmesinden elde edilen kazanca karşılık olarak parça dayanımından da ödün verilmedi.
- Esas parça baz alınarak, parça başına yaklaşık 6,5 TL maliyet iyileştirildi. Parçanın satış fiyatı 275 TL olarak alındığında %2,4' e tekabül etmektedir.
- Firmadan alınan bilgiler doğrultusunda mevcut kalıbın optimize edilen parçalara ait kalıba revize edilmesi durumunda 16.000 TL ek maliyet çıkmaktadır. Parçanın aylık ortalama 850 adet satışı göz önüne alındığında $6,5 \times 850 = 5.525 \text{ TL(aylık)}$, $16.000 / 5.525 = 2,89 \text{ ay}$ olarak elde edilmektedir. Yani mevcut kalıbın revize edilmesi durumunda yapılan iyileştirme yaklaşık olarak 3 ayda kendini amorti etmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Eren, O., & Sezer, H. Üretken Tasarım ve Topoloji Optimizasyonu Yaklaşımlarıyla Ürün Tasarımı.
- [2] Albak, E. İ. Formula SAE Aracında Ağırlık Azaltılmasına Yönelik Fren Pedalının Topoloji Optimizasyonu Yöntemiyle Optimum Tasarımı. Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi, 11(1), 328-334.
- [3] Yıldız, A. R. (2017). Taşıt elemanlarının yapısal optimizasyon teknikleri ile optimum tasarımı. Politeknik Dergisi, 20(2), 319-323.
- [4] Daysal, O. (2019). Bağımsız Ön Süspansiyon Sistemine Sahip Yolcu Otobüsü İçin Salıncak Kolu Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [5] Yende, S. V., Tadamalle, A. P., & Burande, D. H. (2019). Topology Optimization of Lower Control Arm for LMV. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), 8(07), 829-834.
- [6] Işık, E., “Topoloji Optimizasyonu Çatallı Flanş Uygulaması”, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konstrüksiyon-İmalat Anabilim Dalı, İzmir, (2009).
- [7] Turan, S.B. (2019). Yüksek Lisans Tezi, Topoloji Optimizasyon Yardımıyla Yeni Bir Sabitleme Plağının Tasarımı Ve Analizi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [8] <https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2016/02/suspansiyon-sistemi-gorevi-parcalari.html> Erişim Tarihi: 09.05.2021
- [9] Putgül, Y., & Altıparmak, D. (2016). Taşıt Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Ön Düzen Geometrisine Etkileri. Politeknik Dergisi, 19(2), 195-202.
- [10] Kutlak, H., & Uygur, İ. (2014). Ticari Araç Sac Salıncak Düzeninin Sonlu Elemanlar Metodu ile Yorulma Analizi. Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 2(1), 235-250.

- [11] Emanetçi, F., (2019). Yüksek Lisans Tezi, Otomobillerde kullanılan ön süspansiyon sistemlerinden Al (6082) salıncak tasarımı, analizi ve ısıtım işlem uygulaması, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Tasarım Ve İmalat Bölümü, Yüksek Lisans Tezi
- [12] Esen, C., (2019). Sonlu elemanlar analizi ile haddeleme parametrelerinin eniyilemesi. Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Ve İmalat Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi
- [13] Gök. K., Gök. A., Ansysworkbench – Bilgisayar Destekli Yapısal Analiz Uygulamaları. Süleyman Neşeli, Abaküs Kitap, 2018, 376s.
- [14] Ovalı. İ., Esen. C., Ansys Workbench. Kodlab Yayın, İstanbul, Türkiye, 2017, 550s.
- [15] Erdil, A.B. Portal Krenlerin Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 2007, 126s. (Yüksek Lisans Tezi).
- [16] Larsson, R. “Methodology for Topology and Shape Optimization : Application to a Rear Lower Control Arm”, M.Sc. Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, (2016).
- [17] Erol, B. (2019). Uçak komponentlerinin bilgisayar destekli malzeme seçimi ve topoloji optimizasyonu, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- [18] Hatipoğlu, Melek, (2015), Topology Optimization Method and Automotive Bracket Optimization, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [19] Bendsøe, M.P. and Sigmund, O., 2003, Topology Optimization, Theory, Methods and Applications, Springer, Heidelberg, 2-184p.
- [20] http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=fad29be6e64d4e95a241690f1f6e1eb7 Erişim Tarihi: 07.05.2021
- [21] Enginar, H. E. (2014). Ağır taşıt jantının topoloji optimizasyonu yardımıyla optimum tasarımı (Doctoral dissertation, Yüksek Lisans Tezi)
- [22] <https://www.padtinc.com/blog/tag/meshing/page/2/> Erişim Tarihi: 12.06.2021
- [23] help/aim_all/aim_meshing/topics/c_msh_element_quality.html Erişim Tarihi: 08.05.2021
- [24] Kurtaran, H. (2005). Optimizasyon teorisi ve uygulamaları, ders notları. Kocaeli: Gebze İleri teknoloji Enstitüsü Tasarım ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı

- [25] Karakaş, H.E., (2020). Binek araç jantlarının yorulma ömrü test süresinin optimizasyonu Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [26] Jonsson, B., Dobmann, G., Hobbacher, A. F., Kassner, M., & Marquis, G. (2016). IIW guidelines on weld quality in relationship to fatigue strength. Cham, Switzerland: Springer International Publishing.
- [27] Küçükay, Y. B. (2009), Bir ticari taşıtın gövde-şasi bağlantı bölgesindeki mukavemetinin artırılmasına yönelik bir uygulama. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [28] Demirkaya, Ömer Faruk. Paletli zırlı bir askeri araçta gövde üzerine monte edilmiş mekanik bir elemanın titreşim kaynaklı yorulma hasarının sonlu elemanlar yöntemi ile analizi. 2020. Master's Thesis. Bursa Uludağ Üniversitesi
- [29] Callister, Jr.W.D., Rethwisch D.G. 2010. Materials Science and Engineering An Introduction, John Wiley & Sons, Inc., U.S.
- [30] G. E. Dieter, Mechanical Metallurgy, 2nd Ed, Tokyo, Japan: Mc Graw Hill Co., 1976, pp. 403–447
- [31] Budynas, R. G., Nisbett, J. K., & Tangchaichit, K. (2005). Shigley's mechanical engineering design (pp. The-McGraw). New York: McGraw Hill.
- [32] Budynas, R. G. ve Nisbett, J. K. (2010). Shigley's mechanical engineering design (9th ed.). New York: McGraw-Hill.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : **Muhammed Hüseyin NALBANT**

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği / Makine Tasarım ve İmalat	Devam ediyor
Lisans	Sakarya Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi / Makine Mühendisliği	2017
Lise	Şehit Üsteğmen Selçuk Esedoğlu Anadolu Lisesi	2013

İŞ DENEYİMİ

Yıl	Yer	Görev
2017-Halen	Serbes Makine San. Ve Tic. Ltd. Şti.	Makine Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce

ESERLER

1. Tek Makaslı Yük Kaldırma Platformu Tasarım ve İmalatı
2. Dövme Yöntemi ile Üretilmiş Rotilli Salıncak Kolunun Topoloji Optimizasyonu
ile Tasarım İyileştirmesi

HOBİLER

Ata binmek, Yüzmek, Yeni yerler keşfetmek.