

**EKSKAVATÖR KOLUNUN YAPISAL OPTİMİZASYON
YÖNTEMLERİ İLE AĞIRLIĞININ AZALTILMASI VE
YORULMA ANALİZİ**

Salih SOYLU



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EKSKAVATÖR KOLUNUN YAPISAL OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ İLE
AĞIRLIĞININ AZALTILMASI VE YORULMA ANALİZİ**

Salih SOYLU
0009-0006-2773-8736

Prof. Dr. Yahya IŞIK
0000-0002-1982-9666
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2023
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Salih SOYLU tarafından hazırlanan “EKSKAVATÖR KOLUNUN YAPISAL OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ İLE AĞIRLIĞININ AZALTILMASI VE YORULMA ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Yahya IŞIK

Başkan : Prof. Dr. Yahya IŞIK
0000-0002-1982-9666
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza

Üye : Prof. Dr. Ali Bayram
000-000-000-000
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza

Üye : Aaaaa. Dr. Aaaaaaaa AAAAAAAAAA
000-000-000-000
Aaaaaaaa Üniversitesi,
Aaaaaaaa Fakültesi,
Aaaaaaaa Anabilim Dalı İmza

Üye : Aaaaa. Dr. Aaaaaaaa AAAAAAAAAA
000-000-000-000
Aaaaaaaa Üniversitesi,
Aaaaaaaa Fakültesi,
Aaaaaaaa Anabilim Dalı İmza

Üye : Aaaaa. Dr. Aaaaaaaa AAAAAAAAAA
000-000-000-000
Aaaaaaaa Üniversitesi,
Aaaaaaaa Fakültesi,
Aaaaaaaa Anabilim Dalı İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali KARA
Enstitü Müdürü

../../....

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

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

beyan ederim.

15 / 01 / 2024

Salih SOYLU

TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığını ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

ÖZET

Yüksek Lisans

EKSKAVATÖR KOLUNUN YAPISAL OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ İLE AĞIRLIĞININ AZALTILMASI VE YORULMA ANALİZİ

Salih SOYLU

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Yahya IŞIK

Günümüzde inşaat sektörü başta olmak üzere birçok alanda yaygın olarak kullanılan ekskavatörlerin önemli parçalarından olan ekskavatör kolu, ekskavatörün kepçesinin hareketini sağlamaktadır. Ekskavatör kolları, ekskavatörlerin kullanım alanlarına göre farklı boyutlarda ve şekillerde üretilmektedirler. Bu çalışmada, incelemek üzere örnek bir ekskavatör kolunun katı modeli SolidWorks tasarım programı kullanılarak oluşturulmuş ve ekskavatörün 1000 kg değerinde bir yükü kaldırması durumunda ekskavatör kolu üzerinde kaldırılan yüke bağlı olarak oluşabilecek kuvvetlerin değerleri hesaplanmıştır. Kuvvetlerin değerleri bulmak için Matlab ve Gauss Eliminasyon Yönteminden yararlanılmıştır. Elde edilen kuvvet değerleri doğrultusunda ekskavatör koluna lineer statik analiz, topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve yorulma analizi uygulanmıştır. Analiz ve optimizasyon süreçlerinden elde edilen sonuçlara göre ekskavatör kolu üzerinde uygun bölgelerde malzeme boşaltma ve iyileştirme işlemleri yapılarak, ekskavatör kolu için yeni tasarımlar oluşturulmuştur. Bu tasarım ile ekskavatör kolunun ağırlığının azaltılması amaçlanmış olup, aynı zamanda yapısal optimizasyon yöntemlerinin ağırlık azaltma işlemleri üzerindeki etkileri de gösterilmeye çalışılmıştır. Lineer statik analiz, topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve yorulma analizi için HyperMesh programı kullanılmıştır. Şekil optimizasyonu için HyperStudy' de genetik algoritma methodu kullanılarak optimum sonuçlar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ekskavatör Kolu, HyperMesh, Topoloji Optimizasyonu, Şekil Optimizasyonu, Yorulma Analizi

2024, xiv + 75 pages.

ABSTRACT

MSc Thesis

REDUCING WEIGHT OF THE EXCAVATOR ARM BY STRUCTURAL OPTIMIZATION AND FATIGUE ANALYSIS

Salih SOYLU

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

Supervisor: Prof. Dr. Yahya IŞIK

Today, the excavator arm, which is one of the important parts of excavators that are widely used in many areas, especially in the construction sector, provides the movement of the excavator's bucket. Excavator arms are produced in different sizes and shapes according to the usage areas of excavators. In this study, a solid model of a sample excavator arm was created using the SolidWorks design program and the values of the forces that may occur depending on the load lifted on the excavator arm were calculated if the excavator lifted a load of 1000 kg. Matlab and Gauss Elimination Method were used to find the force values. In line with the force values obtained, linear static analysis, topology optimization, shape optimization and fatigue analysis were applied to the excavator arm. According to the results obtained from the analysis and optimization processes, material discharge and improvement operations were carried out in appropriate areas on the excavator arm and new designs were created for the excavator arm. With this design, it is aimed to reduce the weight of the excavator arm, and at the same time, the effects of structural optimization methods on weight reduction works are tried to be shown. HyperMesh program was used for linear static analysis, topology optimization, shape optimization and fatigue analysis. Optimum results were obtained by using the genetic algorithm method in HyperStudy for shape optimization.

Key words: Excavator Arm, HyperMesh, Topology Optimization, Shape Optimization, Fatigue Analysis

2024, xiv + 75 pages.

TEŞEKKÜR

Aaa
aa
aa
aaa teşekkürlerimi sunarım.

Aaa
aa
aa
aaa teşekkürlerimi sunarım.

Aaa
aa
aa
aaa teşekkürlerimi sunarım.

Aaaaaaa AAAAAAAAAA
.../.../.....

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Ekskavatörler	3
2.1.1. Ekskavatörlerin hidrolik çalışma mekanizması.....	4
2.1.2. Ekskavatörlerin çalışma donanımı	4
2.2. Malzemelerin Mekanik Özellikleri.....	7
2.2.1. Gerilme - Gerinim	7
2.2.2. Poisson Oranı	9
2.2.3. Elastisite modülü ve kayma modülü	11
2.2.4. Akma dayanımı ve çekme dayanımı	12
2.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Analizi	14
2.4. Yapısal Optimizasyon Yöntemleri.....	16
2.5. Boyut Optimizasyonu	19
2.6. Topoloji Optimizasyonu	19
2.6.1. Topoloji optimizasyonunun tarihsel gelişim süreci	20
2.6.2. Topoloji optimizasyonu uygulama aşamaları	21
2.6.3. Topoloji optimizasyonu uygulama alanları ve literatür taraması	23
2.6.4. Topoloji optimizasyonu yöntemleri	25
2.7. Şekil Optimizasyonu.....	28
2.7.1. Şekil optimizasyonu uygulama aşamaları	29
2.7.2. Şekil optimizasyonu uygulama alanları ve literatür taraması	30
2.7.3. Genetik algoritma metodu	32
2.8. Yorulma Teorisi ve Analizi	36
2.8.1. Tarihsel gelişim süreci	37
2.8.2. Uygulama alanları	38
2.8.3. Yorulma hasarının oluşum süreci.....	39

2.8.4. Yorulma dayanımını etkileyen faktörler	40
2.8.5. Yorulma ömrünün belirlenmesinde kullanılan yöntemler	42
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	44
3.1. Ekskavatör Kolunun Katı Modelinin Oluşturulması	45
3.2. Ekskavatör Kolu Üzerinde Oluşabilecek Kuvvetlerin Hesaplanması	45
3.3. Ekskavatör Kolunun Lineer Statik Analizi	52
3.4. Ekskavatör Kolunun Topoloji Optimizasyonu	54
4. BULGULAR.....	56
4.1. Topoloji Optimizasyonu Sonucu Yeni Tasarım ve Analiz.....	56
4.2. Ekskavatör Kolunun Şekil Optimizasyonu.....	58
4.3. Ekskavatör Kolunun Yorulma Analizi	62
4.4. Yorulma Analizi Sonucu Yeni Tasarım ve Analiz	65
5. SONUÇ.....	68
KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİŞ.	75

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
Aaa	Aaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaa
Bbb	Bbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbb
Ccc	Cccccccccccccccccccccccccccc
Ddd	Dddddddddddddddddddddddddddd
Eee	Eeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeee
Fff	Ffffffffffffffffffffffffffffffff
Ggg	Gggggggggggggggggggggggggggg
Hhh	Hhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhh
Zzz	Zzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzz

Kisaltmalar	Açıklama
Aaa	Aaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaa
Bbb	Bbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbbb
Ccc	Cccccccccccccccccccccccccccc
Ddd	Dddddddddddddddddddddddddddd
Eee	Eeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeeee
Fff	Ffffffffffffffffffffffffffffffff
Ggg	Gggggggggggggggggggggggggggg
Hhh	Hhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhhh
Zzz	Zzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzzz

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Paletli ve tekerlekli ekskavatörler	3
Şekil 2.2. Ekskavatörlerin hidrolik donanımı (Oyman, 2005)	4
Şekil 2.3. Tek ve iki parçalı olarak üretilen boom (Oyman, 2005)	5
Şekil 2.4. Ekskavatör kolu (Oyman, 2005)	6
Şekil 2.5. Ekskavatör kepçesi	6
Şekil 2.6. Normal gerilme ve kayma gerilmesi	7
Şekil 2.7. Dairesel kesitli bir malzemenin şekil değişimi (Altuk, 2021)	8
Şekil 2.8. Dairesel Kesitli Malzemede Poisson Oranın Belirlenmesi (Gök ve Gök, 2018)	10
Şekil 2.9. Gerilme - Şekil değiştirme grafiği (Gültekin, 2019)	13
Şekil 2.10. Sonlu elemanlar yönteminde düğüm noktaları ve elemanlar (Balaban, 2011)	15
Şekil 2.11. Yapısal optimizasyon yöntemleri	16
Şekil 2.12. Yapısal optimizasyon yöntemleri örnekleri (Bendsøe ve Sigmund, 2003) ..	17
Şekil 2.13. Yapısal optimizasyon ile bir ürünün tasarım süreci	18
Şekil 2.14. Boyut optimizasyonu örnekleri (Çelik, 2013)	19
Şekil 2.15. El freni bağlantı elemanının topoloji optimizasyonu	22
Şekil 2.16. Ayrık yapılarda Temel Yapı Yaklaşım Metodu (Poyraz, 2004)	25
Şekil 2.17. Homojenleştirme metodu ile TO uygulanmış otobüs yolcu koltuğu ayağı ..	26
Şekil 2. 18. Malzeme dağılımı ile TO uygulanmış Formula SAE aracının fren pedalı ..	27
Şekil 2.19. Aynı topolojiye sahip giriş yapıları (Balaban, 2011)	28
Şekil 2.20. Süspansiyon parçasının şekil optimizasyonu	30
Şekil 2.21. Genetik algoritma akış diyagramı (Düzcan, 2019)	34
Şekil 2.22. Ön salıncak kolunun GA metodu ile şekil optimizasyonu	36
Şekil 2.23. Direksiyon mafsallı yorulma analizi sonuçları (Keten, 2020)	39
Şekil 2.24. Bir milde oluşan tipik yorulma hasarı (Daysal, 2019)	40
Şekil 2.25. Gerilme - Zaman grafiği (Sabırlı, 2012)	42
Şekil 3.1. Ekskavatör ve ekskavatör kolu	44
Şekil 3.2. Çalışmada örnek olarak incelenen ekskavatör kolu	45
Şekil 3.3. Ekskavatörün kepçesinin serbest cisim diyagramı	46
Şekil 3.4. Ekskavatör kolunun serbest cisim diyagramı	48
Şekil 3.5. Matlab Gauss Eliminasyon Yöntemi kodu	50
Şekil 3.6. Ekskavatör kolu üzerinde oluşan kuvvetler	51
Şekil 3.7. Ekskavatör kolunun lineer statik analizi için yapılan tanımlamalar	52
Şekil 3.8. Lineer statik analiz von mises gerilme sonucu	53
Şekil 3.9. Lineer statik analiz yer değiştirme sonucu	53
Şekil 3.10. Ekskavatör kolunun topoloji optimizasyonu için yapılan tanımlamalar	54
Şekil 3.11. Ekskavatör kolunun TO sonucu yoğunluk dağılımı	55
Şekil 3.12. Ekskavatör kolunun TO sonucuna göre malzeme boşatılabilecek alanları ..	55

Şekil 4.1. TO sonucu oluşturulan yeni ekskavatör kolu tasarımı.....	56
Şekil 4.2. Lineer statik analiz von mises gerilme sonucu	57
Şekil 4.3. Lineer statik analiz yer değiştirme sonucu.....	57
Şekil 4.4. Ekskavatör kolunun şekil optimizasyonu için oluşturulan Shapes	59
Şekil 4.5. Ekskavatör koluna yorulma analizi öncesi uygulanan işlemler	62
Şekil 4.6. Yorulma analizi için HyperMesh' de oluşturulması gereken kart yapıları	63
Şekil 4.7. Ekskavatör kolunun yorulma analizi için yapılan tanımlamalar.....	63
Şekil 4.8. Yorulma analizi ömür sonucu.....	64
Şekil 4.9. Yorulma analizi hasar sonucu.....	64
Şekil 4.10. Yorulma analizi sonucu oluşturulan yeni ekskavatör kolu tasarımı	65
Şekil 4.11. Lineer statik analiz von mises gerilme sonucu	66
Şekil 4.12. Lineer statik analiz yer değiştirme sonucu.....	66

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Bazı malzemelerin Poisson oranları (Ekmekyapar ve Özakça, 2014)	9
Çizelge 2.2. Malzemelerin elastisite ve kayma modülleri (Ekmekyapar ve Özakça,2014)	12
Çizelge 2.3. Malzemelerin akma ve çekme dayanımları (Ekmekyapar ve Özakça, 2014)	13
Çizelge 2.4. TO yöntemleri için yapılmış öncü çalışmalar (Kahraman ve Küçük, 2020)	21
Çizelge 2.5. Genetik algoritma metodunun uygulama alanları (Zeyveli, 2007)	35
Çizelge 4.1. İlk tasarım ile TO sonucu oluşturulan yeni tasarımın karşılaştırılması	58
Çizelge 4.2. Şekil optimizasyonu sonucu elde edilen optimum değerler	61
Çizelge 4. 3. Ekskavatör kolu için oluşturulan tasarımların karşılaştırılması	61
Çizelge 4.4. Ekskavatör kolu için oluşturulan tüm tasarımların karşılaştırılması	67

1. GİRİŞ

Günümüzde ekskavatörler inşaat sektörü başta olmak üzere birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Ağır iş makineleri içerisinde birçok görevi yerine getirebilen ve çok geniş kullanım alanına sahip iş makineleridir. Ekskavatörlerin kullanım alanlarına kazma, yükleme, kırma, taşıma gibi işlerin bulunduğu her alan dahil edilebilir. Ekskavatörler genel olarak boom, kol, kepçe, hidrolik silindirler, operatör kabini, yürüme ve dönüş hidrolik motorlar vs. ana parçaların bir araya gelmesiyle oluşturulmaktadır. Kolunun farklı şekillerde ve boyutlarda yapılması, kepçenin yük kaldırma kapasitesine göre büyük veya küçük üretilmesi, ekskavatörün paletli ya da tekerlekli olması gibi yaptıkları işe ve çalışma alanlarına göre değişen parçalarla farklı modellerde üretilmeleri ekskavatörlerin kullanım alanlarının çok geniş bir yelpazeye sahip olmasını sağlamaktadır.

Otomotiv endüstri başta olmak üzere makina, inşaat, malzeme ve havacılık gibi birçok mühendislik alanında yapısal optimizasyon kullanılmaktadır. Yapısal optimizasyon, belirli bir fiziksel bölge içerisinde uygulanan yükleri güvenli bir biçimde iletecek ya da destekleyecek en iyi malzeme dağılımını belirleme süreci olarak tanımlanmaktadır (Erol, 2019). Yapısal optimizasyon yöntemleri genel olarak boyut optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu olmak üzere üç temel kısımdan oluşmaktadır. Literatürde bilinen ilk yapısal optimizasyon çalışması boyut optimizasyonudur. Daha sonra şekil optimizasyonu ve en son olarak da topoloji optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır (Larsson, 2016). Topoloji optimizasyonu yöntemi, optimizasyon işlemi uygulanacak parçaların dış boyutlarında ve kullanım yerlerindeki işlevlerinde herhangi bir değişiklik olmaksızın, parçaların rijitliğini bozmayacak şekilde uygun bölgelerden malzeme boşaltılması esasına dayanmaktadır (Yıldız, 2017). Şekil optimizasyonu ise mevcut tasarımlar üzerinde bulunan boşaltmalar için belirlenen sınır değerleri doğrultusunda optimum kalınlık, genişlik, uzunluk, yarıçap gibi vs. değerlerin bulunması ve bu değerler ile en uygun tasarımların oluşturulması esasına dayanmaktadır. Yapısal optimizasyon yöntemleri ağırlığı azaltmak, rijitliği arttırmak, gerilme ve yer değiştirme değerlerini azaltmak, üretim maliyetlerini düşürmek ve üretilebilirliği sağlamak gibi amaçlar için kullanılmaktadır.

Endüstride kullanılan birçok makine parçaları ve yapı elemanları kullanımları sırasında değişken gerilmelere maruz kalmaktadır. Bu gerilmelerin şiddeti akma dayanımından daha küçük olsa bile zaman içerisinde belirli bir tekrardan sonra malzemelerde çatlama ve bunu takip eden kopma olayları yaşanmaktadır. Bu olaylarda yorulma olarak tanımlanmaktadır (Şık ve diğ., 2015). Değişken gerilmelere maruz kalan yapıların ömürlerini tayin etmek için yapılan analiz işlemlerine ise yorulma analizi adı verilmektedir. Yorulma olayı malzemelerde, herhangi bir belirti göstermeden ve akma dayanımları altındaki gerilme değerlerinde önemli derecede plastik şekil değişimi oluşturmada ani olarak gerçekleşerek malzemelerin kopmasına ya da kırılmasına neden olduğu için güvenlik açısından çok tehlikelidir (Yıldız, 2016). Bu nedenle uçak, köprü, araç ve makine gibi yapılarda değişken gerilmelere maruz kalan parçalara yorulma analizi yapılarak, bu parçaların ömrü boyunca ne kadar kullanılabileceği ile ilgili sonuçlara ulaşılmalıdır.

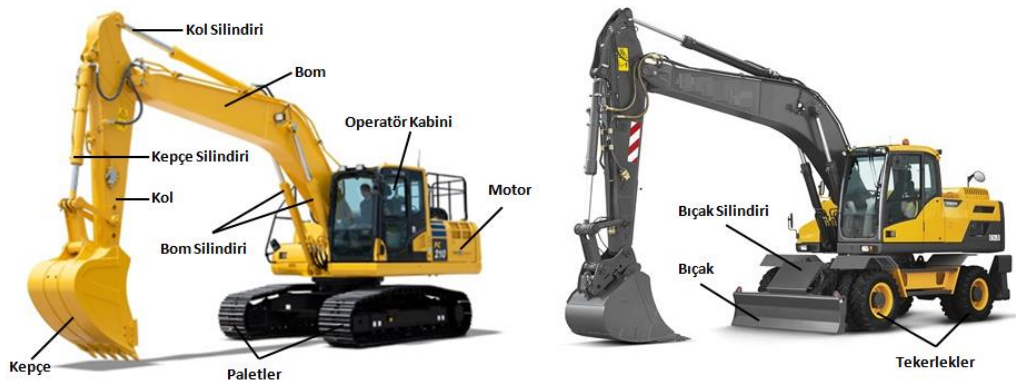
Bu çalışmada, ekskavatörün önemli parçalarından olan ekskavatör kolu incelenmiştir. Ekskavatörün 1000 kg değerindeki bir yükü kaldırması durumunda ekskavatör kolu üzerinde kaldırılan yüke bağlı olarak oluşabilecek kuvvetlerin değerleri hesaplanmıştır. Kuvvetlerin değerlerini bulmak için Matlab ve Gauss Eliminasyon Yöntemi kullanılmıştır. Elde edilen kuvvet değerleri doğrultusunda ekskavatör koluna optimizasyon işlemleri uygulanarak, ekskavatör kolunun ağırlığının azaltılması ve optimizasyon yöntemlerinin ağırlık azaltma işlemleri üzerindeki etkilerinin gösterilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca optimizasyon işlemleri sonucu uygulanan yorulma analizi ile ekskavatör kolu için yorulmaya karşı daha dayanıklı ve daha emniyetli bir tasarımın oluşturulması hedeflenmiştir. Ekskavatör kolunun katı modellenmesinde SolidWorks tasarım programı, lineer statik analiz, topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve yorulma analizinde ise HyperMesh programı kullanılmıştır. Şekil optimizasyonunda optimum sonuçların elde edilmesi için HyperStudy' de genetik algoritma methodundan yararlanılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde ekskavatörler, malzemelerin mekanik özellikleri, sonlu elemanlar yöntemi ve analizi, boyut optimizasyonu, topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve yorulma analizi konularıyla ilgili detaylı araştırmalar yapılmış ve yapılan araştırmalar sonucunda da bu konularla ilgili genel bilgiler verilmiştir.

2.1. Ekskavatörler

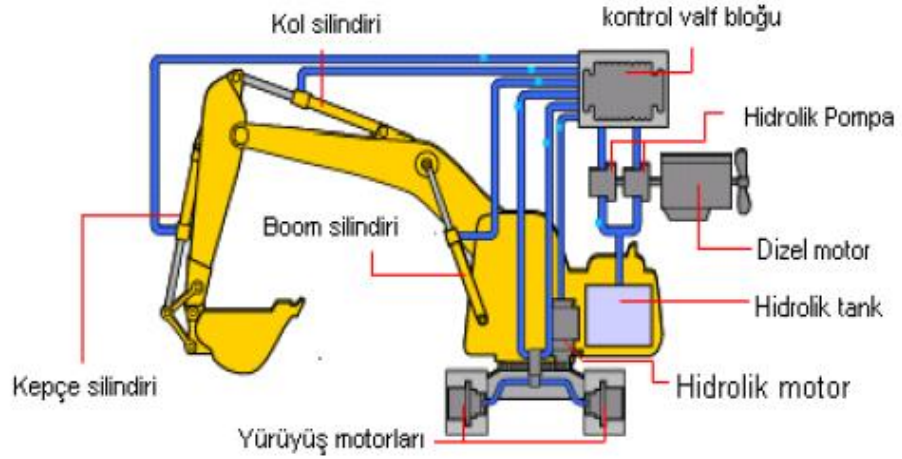
Ekskavatörler yol, liman, baraj, kanal vb. alt yapıların hazırlanması, her çeşit kazı, yükleme, kırma işlemlerinin yapılması gibi birçok alanda kullanılan iş makineleridir. Çalışma alanlarına ve yaptıkları iş çeşitliliğine göre çok farklı modellerde ekskavatörler bulunmaktadır. Yürüyüş sistemlerine göre ekskavatörleri sınıflandıracak olursak paletli ve lastikli/tekerlekli olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür. Şekil 2.1.' de paletli ve tekerlekli ekskavatörlere örnek verilmiştir. Ekskavatörlerin paletli çeşitleri, lastikli çeşitlerine göre daha kuvvetlidir. Lastikli ekskavatörler ise paletliye göre daha esnek ve hareketlidir. Eğer ekskavatörleri tonajlarına göre gruplandırarak olursak da mini, küçük boy, orta boy ve büyük boy olmak üzere dört gruba ayırmak mümkündür. Mini ekskavatörler büyük makinelerin çalışamayacağı küçük ve dar alanlardaki işlerin yapımında, küçük boy ekskavatörler karayolu çalışmalarında, taş duvar yapımında, çevre düzenlemelerinde, orta boy ekskavatörler hafriyat, karayolu projelerinde, büyük boy ekskavatörler ise yüksek güç gerektiren çok ağır işlerin yapımında kullanılmaktadırlar.



Şekil 2.1. Paletli ve tekerlekli ekskavatörler

2.1.1. Ekskavatörlerin hidrolik çalışma mekanizması

Ekskavatörleri oluşturan ana parçalar genel olarak boom, kepçe, kol, hidrolik silindirler (boom silindiri, kepçe silindiri, kol silindiri), operatör kabini, yürüme ve dönüş hidrolik motorları olmak üzere belirtilebilir. Ekskavatörü oluşturan bu parçalar Şekil 2.1.' de ekskavatör üzerinde verilmiştir. Ekskavatörler temelde hidrolik enerjinin mekanik enerjiye, mekanik enerjinin de mekanik işe dönüştürülmesi prensibi ile çalışmaktadırlar. (Oyman, 2005). Ekskavatörler ile kazma, koparma ve taşıma gibi işlemler hidrolik silindirler ve motorlar vasıtasıyla yapılmaktadır. Bu işlemler yapılırken ekskavatörün yürüyüş ve kule dönüş işlemlerinin hareketleri hidrolik motorlarla; boom, kol ve kepçe parçalarının hareketleri ise hidrolik silindirlerle sağlanmaktadır. Şekil 2.2.' de en basit şekli ile ekskavatörün hidrolik donanımının görüntüsü verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi motor tarafından üretilen güç bir aktarma organı vasıtasıyla hidrolik pompaya iletilmektedir. Hidrolik pompa tanktan aldığı hidrolik yağı kumanda valfları vasıtasıyla komutlara göre hidrolik silindirlere ve hidrolik motorlara göndermektedir (Sarı ve Ercan, 2005).



Şekil 2.2. Ekskavatörlerin hidrolik donanımı (Oyman, 2005)

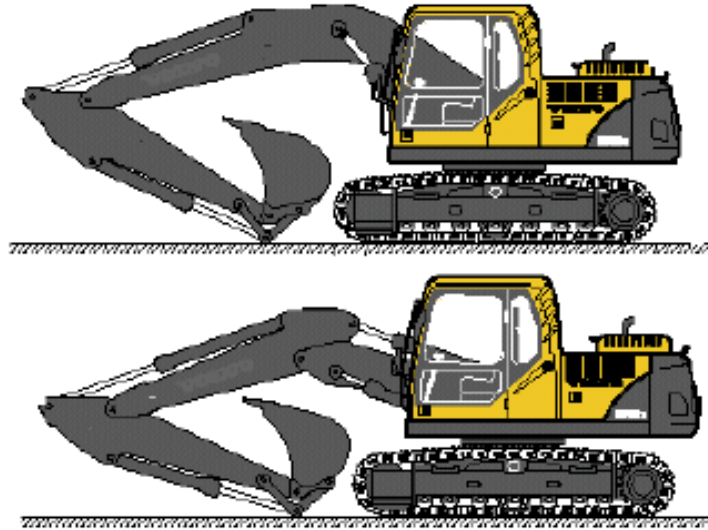
2.1.2. Ekskavatörlerin çalışma donanımı

Ekskavatörlerin çalışma donanımı boom, kepçe, kol olmak üzere üç ana parça ve bunlara hareket veren hidrolik silindirlere oluşmaktadır. Ayrıca bu ana parçaları

bağlamak ve kuvvet iletimini sağlamak için çeşitli bağlantı elemanları, pernolar ve yardımcı elemanlar kullanılmaktadır.

Boom:

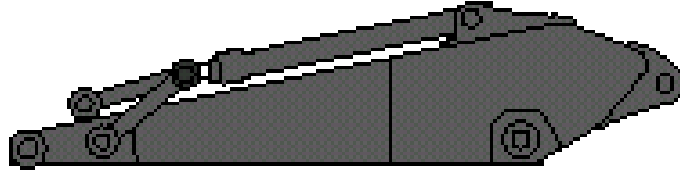
Boom, mekanizmanın en büyük parçasıdır ve büyüklüğüne göre bir ya da iki adet silindir yardımıyla hareketi sağlanmaktadır. Genellikle tek parça halinde üretilmektedir fakat iki parçalı olarak üretilen boomer da vardır. İki parçalı olarak üretilen boomerların, tek parçalı olarak üretilen boomerlara göre hareket kabiliyetleri daha yüksektir fakat montajı için ek parçalara ve hareketi için de ek hidrolik silindire ihtiyaç vardır. Şekil 2.3.' de üst tarafta tek parçalı; alt tarafta ise iki parçalı olarak üretilen boom parçalarının görüntüsü verilmiştir.



Şekil 2.3. Tek ve iki parçalı olarak üretilen boom (Oyman, 2005)

Ekskavatör kolu:

Ekskavatör kolu ise kepçenin hareketini sağlamakla görevli parçadır. Hareketini boom üzerine bağlı hidrolik silindirden almaktadır. Üzerinde kepçenin taşıma ve kazma hareketlerini yönlendirmede görevli kepçe silindiri bulunmaktadır. Kullanım alanlarına göre farklı boyutlarda ve şekillerde ekskavatör kolları üretilmektedir. Şekil 2.4.' de örnek bir ekskavatör kolu verilmiştir.



Şekil 2.4. Ekskavatör kolu (Oyman, 2005)

Kepçe:

Çalışma donanımının iş parçasıyla temasta bulunan bölümüdür. Ekskavatörler için iş parçası genellikle toprak, kum, çakıl, taş ve çeşitli madenlerdir. Bu tip malzemeler aşındırıcı olduklarından kepçe imalatlarında çalışma ortamları göz önünde bulundurularak malzeme seçimi yapılmaktadır. Ayrıca kepçeler aşınmaya karşı yüzey sertleştirme işlemine tabi tutulur ve aşınma plakaları ile kaplanmaktadır (Oyman, 2005). Şekil 2.5.'de örnek bir ekskavatör kepçesi verilmiştir.



Şekil 2.5. Ekskavatör kepçesi

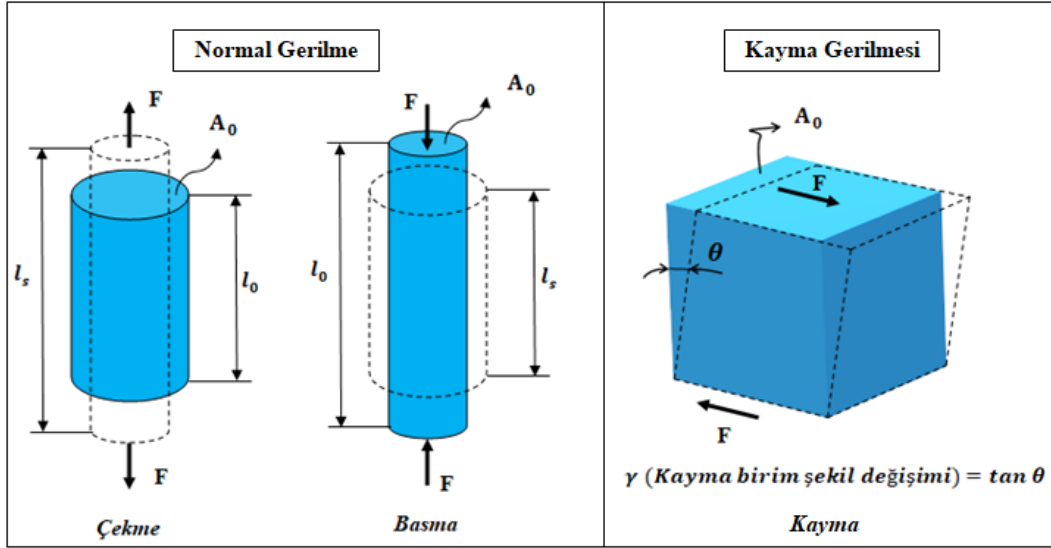
Hidrolik Silindirler:

Ekskavatörlerde kullanılan boom üzerine bağlı kol silindiri, ekskavatör kolunun hareketini şekillendirirken ekskavatör kolu üzerine bağlı kepçe silindirleri ise taşıma, koparma, kazma ve dökme işlemlerinde kepçenin hareketlerini yönlendirmede görev almaktadır. Boom silindiri de ekskavatörün boom parçasının hareketini sağlamaktadır.

2.2. Malzemelerin Mekanik Özellikleri

2.2.1. Gerilme - Gerinim

Parçaların yüzeylerine dışardan etki eden kuvvetler, malzemelerde gerilme ve gerinim oluşmasına neden olmaktadır. Gerinim cismin deformasyonun bir ölçüsü iken, gerilme cismin yapıldığı malzemenin mukavemeti ile ilişkilidir (Tekdemir, 2022). Gerilme, herhangi bir cismin birim alanına etkiyen kuvvet miktarı olarak ifade edilmektedir. Gerilme, normal ve kayma gerilmesi olmak üzere iki ayrılmaktadır. Şekil 2.6.' da gerilme çeşitleriyle ilgili örnekler verilmiştir. Normal gerilme, çekme ve basma gerilmeleri olarak iki ayrılmaktadır ve kuvvetin uygulanan yüzeye dik olması durumunda meydana gelmektedir. Normal gerilmeler 2.1' deki denklemden verildiği gibi uygulanan kuvvetin, malzemenin ilk kesit alanına bölünmesiyle bulunmaktadır. Kayma gerilmesi ise kuvvetin uygulanan yüzeye paralel olması durumunda oluşmaktadır ve denklem 2.2' deki gibi hesaplanmaktadır.

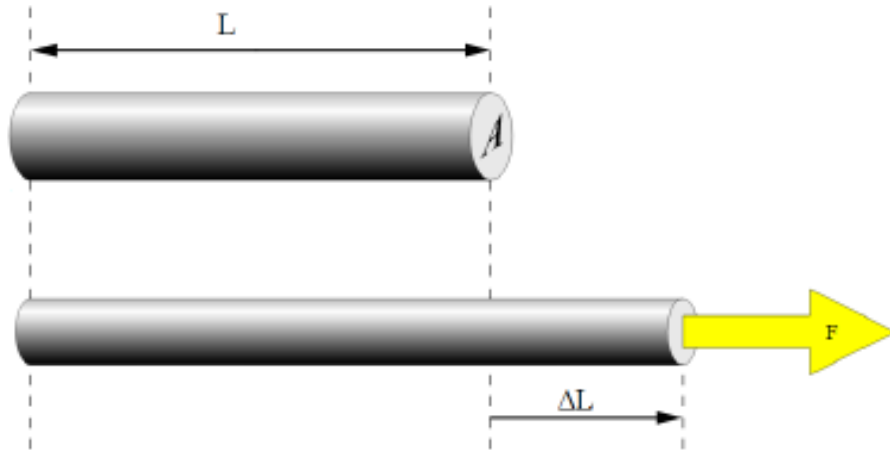


Şekil 2.6. Normal gerilme ve kayma gerilmesi

$$\sigma(\text{Çekme} - \text{Basma Gerilmesi (MPa)}) = \frac{F(\text{Kuvvet (N)})}{A_0(\text{Alan (mm}^2\text{)})} \quad (2.1)$$

$$\tau(\text{Kesme Gerilmesi(MPa)}) = \frac{F(\text{Kuvvet (N)})}{A_0(\text{Alan (mm}^2\text{)})} \quad (2.2)$$

Malzemeler, gerilme kuvvetlerinin etkisiyle şekil değişimine ya da deformasyona uğramaktadır. Oluşan şekil değişimi ya da deformasyon olayı da gerinim olarak ifade edilmektedir (Altuk, 2021). Malzemelerin şekil değişimi maruz kaldıkları gerilme değerine bağlı olarak elastik ve plastik olmak üzere iki ayrılmaktadır. Bir malzeme elastik sınırının altındaki gerilme değerlerine maruz kalırsa elastik şekil değişimine uğrayacaktır ve üzerindeki yük kaldırıldığında malzeme eski haline dönebilecektir. Fakat elastik sınırının üzerindeki gerilme değerlerine maruz kaldığında ise plastik şekil değişimine uğrayacağından, gerilmenin olduğu bölgede kalıcı hasar meydana gelecektir ve uygulanan yük kaldırılrsa bile malzeme eski haline dönemeyecektir. Şekil 2.7.' de dairesel kesitli bir malzemeye çekme kuvveti uygulandığında meydana gelen birim şekil değişimi gösterilmiştir. 2.3' deki denklemde ise bu malzemenin birim şekil değişiminin hesaplanması verilmiştir.



Şekil 2.7. Dairesel kesitli bir malzemenin şekil değişimi (Altuk, 2021)

$$\varepsilon (\text{Gerinim}) = \frac{\Delta L (\text{Uzama Miktarı})}{L (\text{Malzemenin Boyu})} \quad (2.3)$$

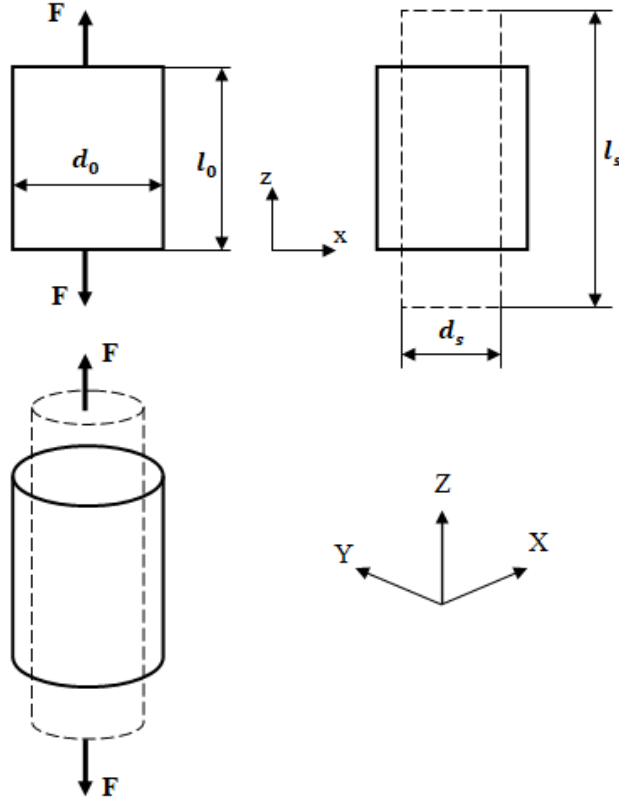
2.2.2. Poisson Oranı

Malzeme üzerine tek eksenli çekme kuvveti uygulandığında, çekme doğrultusunda malzemenin boyunda uzama, yanal doğrultuda ise malzemenin kesitinde daralma meydana gelmektedir. Fakat malzeme basma kuvvetine maruz bırakıldığında ise malzemenin boyunda kısalma, yanal doğrultuda malzemenin kesitinde de genişleme oluşacaktır. Bu daralma ve uzama miktarlarından hareketle x, y ve z doğrultularında oluşan birim şekil değişimleri belirlenebilmektedir. Poisson Oranı ise yanal doğrultudaki birim şekil değişiminin, eksenel doğrultudaki birim şekil değişimine oranı olarak tanımlanmaktadır. " ν " ile gösterilmektedir. Mühendislikte kullanılan malzemelerin çoğu pozitif Poisson oranına sahiptir. Fakat sınırlı sayıda negatif Poisson oranına sahip malzemelerde bulunmaktadır. Poisson oranı negatif olan malzemeler auxetic malzemeler olarak adlandırılmaktadır (Uzun, 2010). Çizelge 2.1.' de bazı malzemelerin poisson oranları verilmiştir.

Çizelge 2.1. Bazı malzemelerin Poisson oranları (Ekmekyapar ve Özakça, 2014)

Malzeme Adı	Poisson Oranı (ν)
Alüminyum alaşımları	0,33
Bakır ve bakır alaşımları	0,33-0,36
Bronz	0,34
Çelik	0,27 - 0,30
Pirinç	0,34
Magnezyum alaşımları	0,35
Nikel	0,31
Titanyum alaşımları	0,33
Tungsten	0,2
Beton	0,1 - 0,2
Cam	0,17 - 0,27
Dökme demir	0,2 - 0,3
Kauçuk	0,45 - 0,5

Şekil 2.8.'de dairesel kesitli bir malzemeye tek eksenle (sadece z ekseninde) çekme kuvveti uygulandığında oluşan poisson oranının hesaplaması gösterilmiştir. Uygulanan çekme kuvveti sonucunda malzemenin boyunda uzama meydana gelirken, kesit alanında ise daralma meydana gelmiştir.



Şekil 2.8. Dairesel Kesitli Malzemede Poisson Oranının Belirlenmesi (Gök ve Gök, 2018)

Malzemeye uygulanan çekme kuvveti sonucunda sırasıyla x , y ve z doğrultularında oluşan birim şekil değişimleri bulunmuştur. Uygulanan çekme kuvvetinin tek eksenli olduğu ve malzemenin izotropik özellik gösterdiği durumlarda x doğrultusunda oluşan birim şekil değişimi ile y doğrultusunda oluşan birim şekil değişimi eşit çıkmaktadır. 2.7' de verilen denklemde x , y ve z doğrultularında oluşan birim şekil değişimleri yerine yazıldığında malzemenin poisson oranı hesaplanmaktadır.

$$\varepsilon_x = \frac{d_s - d_0}{d_0} \quad (2.4)$$

$$\varepsilon_y = \frac{d_s - d_0}{d_0} \quad (2.5)$$

$$\varepsilon_z = \frac{l_s - l_0}{l_0} \quad (2.6)$$

$$\nu = -\frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_z} = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_z} \quad (2.7)$$

2.2.3. Elastisite modülü ve kayma modülü

Elastisite modülü, rijitlik yani bir malzemenin elastik şekil değişimine karşı gösterdiği direnç olarak ifade edilmektedir. Young modülü olarak da bilinmektedir. Elastisite modülünün yüksek olması, malzemenin daha rijit ya da elastik şekil değişimine karşı daha dayanıklı olacağı anlamına gelmektedir. Kimyasal bileşim ve sıcaklık elastisite modülünü etkileyen en önemli parametrelerdir. Sıcaklığın artması elastisite modülünü düşürmektedir. Elastisite modülü denklem 2.8' deki gibi hesaplanmaktadır. Kayma gerilmesi sonucu malzemenin deformasyona ya da şekil değişimine karşı gösterdiği dirence ise kayma modülü adı verilmektedir. Kayma modülü de 2.9' da verilen denklem yardımıyla bulunmaktadır.

$$E(\text{Elastisite Modülü(MPa)}) = \frac{\sigma(\text{Normal Gerilme(MPa)})}{\varepsilon(\text{Şekil Değişimi})} \quad (2.8)$$

$$G(\text{Kayma Modülü(MPa)}) = \frac{\tau(\text{Kayma Gerilmesi(MPa)})}{\gamma(\text{Kayma Şekil Değişimi})} \quad (2.9)$$

İzotropik malzemeler için kayma modülü ve elastisite modülü arasında Poisson oranına göre denklem 2.10' da verilen ilişki vardır. Çizelge 2.2.' de ise bazı malzemelerin elastisite modülleri ve kayma modülleri verilmiştir.

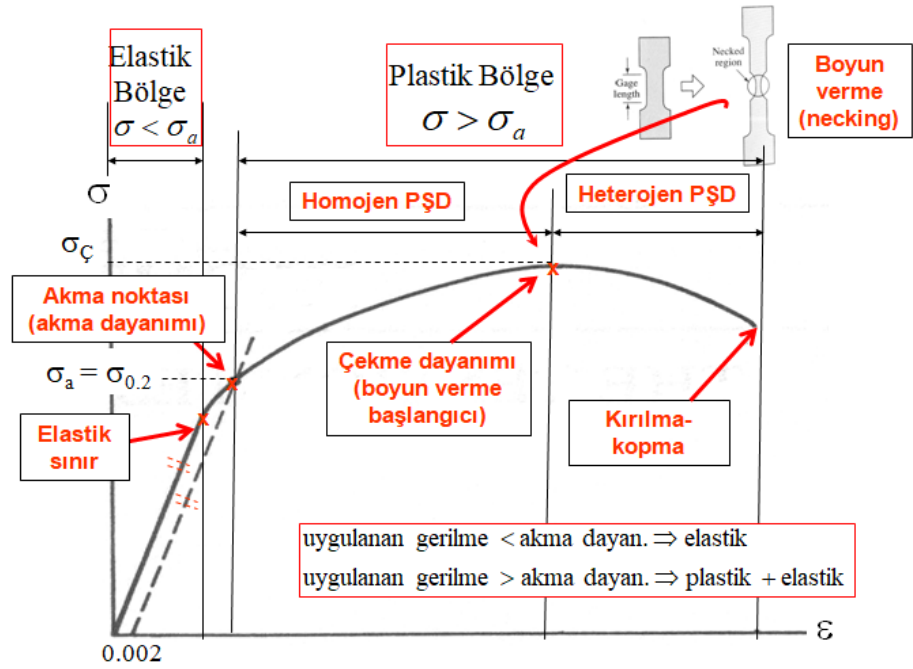
$$G = \frac{E}{2 * (1 + \nu)} \quad (2.10)$$

Çizelge 2.2. Malzemelerin elastisite ve kayma modülleri (Ekmekyapar ve Özakça,2014)

Malzeme	Elastisite Modülü - E (GPa)	Kayma Modülü - G (GPa)
Alüminyum alaşımları	70-79	26-30
Pirinç	96-110	36-41
Dökme demir	83-170	32-69
Bakır ve bakır alaşımları	110-120	40-47
Magnezyum alaşımları	41-45	14-17
Nikel	210	80
Çelik	190-210	75-80
Titanyum alaşımları	100-120	39-44
Tungsten	340-380	140-160

2.2.4. Akma dayanımı ve çekme dayanımı

Bir malzemenin plastik(kalıcı) şekil değiştirmeye ya da kalıcı deformasyona uğramaya başladığı gerilme değerine akma dayanımı adı verilmektedir. Akma dayanımının altındaki gerilme değerlerinde malzemeler elastik olarak şekil değişimine uğramaktadır. Akma dayanımının üzerindeki gerilme değerlerinde ise malzemeler plastik şekil değişimine uğramaktadır ve gerilmelerin olduğu bölgelerde kalıcı hasarlar meydana gelmektedir. Çekme dayanımı ise malzemelerin dayanabileceği en yüksek gerilme değerini ifade etmektedir. Bu değere ulaşana kadar malzemelerin kesit alanlarında homojen bir şekilde küçülme meydana gelirken pekleşme etkisiyle de gerilme değerinde artış gözlenmektedir. Çekme noktasından sonra ise malzemelerin kesitinde yerel olarak bir büzülme görülür ve pekleşmenin etkisini kaybetmesiyle sürekli olarak gerilme değeri azalmaya başlamaktadır. Bir noktadan sonra malzeme gerilme değerini karşılayamayacak duruma gelerek kopmaktadır. Kopmanın olduğu bu noktaya ise malzemenin kopma dayanımı adı verilmektedir. Çekme dayanımı ile kopma dayanımı arasındaki düzensiz bölge de heterojen plastik şekil değişimi bölgesi olarak ifade edilmektedir. Şekil 2.9.' da örnek bir malzemeye uygulanan çekme deneyi sonucu elde edilen gerilme - şekil değiştirme diyagramı verilmiş ve diyagram üzerinde akma dayanımı, çekme dayanımı ve kopma dayanımı noktaları gösterilmiştir. Çizelge 2.3.' de ise bazı malzemelerin akma ve çekme dayanımları verilmiştir.



Şekil 2.9. Gerilme - Şekil değiştirme grafiği (Gültekin, 2019)

Çizelge 2.3. Malzemelerin akma ve çekme dayanımları (Ekmekyapar ve Özakça, 2014)

Malzeme	Akma Dayanımı - σ_a (MPa)	Çekme Dayanımı - σ_{ϵ} (MPa)
2014-T6	410	480
7075-T6	480	550
Pirinç	70 - 550	200 - 620
Bronz	82 - 690	200 - 830
Dökme demir	120 - 290	69 - 480
Bakır ve bakır alaşımları	55 - 760	230 - 830
Magnezyum alaşımları	80 - 280	140 - 340
Nikel	100 - 620	310 - 760
Kauçuk	1 - 7	7 - 20
Titanyum alaşımları	760 - 1000	900 - 1200
Tungsten	-	1400 - 4000
Takım çeliği	520	900
Çelik (1020)	180	380
304 Paslanmaz çelik	205	515

2.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Analizi

Sonlu elemanlar yöntemi, mühendislikte karşılaşılan birçok problemin çözümünde, malzemelerin özelliklerinin çeşitliliği ve sınır şartlarının farklılığını zorlukla karşılaşmadan ilişkilendirebilen, lineer ve non-lineer malzeme özelliklerini aynı anda problemlerde kullanabilen, toplam gerilme durumunu verecek şekilde formüle edilmiş, çok yönlü ve kullanımı kolay sayısal analiz yöntemlerinden biridir (Tekdemir, 2022). Teori ve uygulama alanı ile yapısal analizler için geliştirilen sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak gerilme analizi problemlerinde tercih edilmiştir ve bugün uygulamalı bilimlerin, başlangıç ve sınır değer problemlerinin yaklaşık değerleri için tercih edilen genel bir yöntemdir (Tekdemir, 2022). Aşağıda sonlu elemanlar yönteminin avantajları ve dezavantajları verilmiştir.

Sonlu elemanlar yönteminin avantajları:

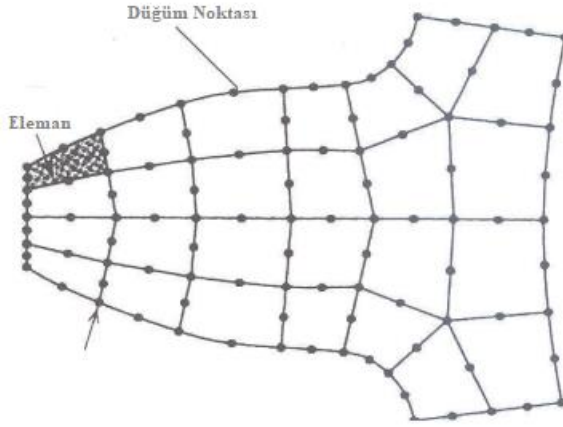
- Zorlu geometrilerle çalışabilmeye olanak sağlar,
- Karmaşık malzeme özelliklerinde de çalışma imkânı sunar,
- Sınır şartları belirlenip, temel denklemler oluşturulduktan sonra, basitçe denklem sistemine dahil edilebilir,
- Aynı model çok sayıda problemde kullanılabilir,
- Fiziksel ve matematiksel verileri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

Sonlu elemanlar yönteminin dezavantajları:

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

Sonlu elemanlar yöntemindeki temel mantık, karmaşık bir problemi basite indirgeyerek çözüme götürmektir. Bu yöntemde çözüm bölgesi, çok sayıda, basit, küçük, birbirine bağlı, sonlu eleman adı verilen alt bölgelere ayrılmaktadır. Yani kısacası, oldukça büyük olan bir modelin Şekil 2.10.' da görüldüğü gibi birbirine çok sayıda düğüm noktalarıyla bağlanmış parçalara ayrılarak çözümü daha kolay bir hale getirilmektedir (“Sonlu

Elemanlar Metodu'', 2021). Düğüm noktaları ile küçük elemanların birbirine bağlanması sonucu oluşturulan bütün yapı için yaklaşık bir denklem sistemi oluşturulmaktadır. Bu denklem sistemleri bilgisayar programları kullanılarak düğüm noktalarındaki bilinmeyen değerler için     lmektedir. Düğüm noktaları yapının çalışma koşulları altında ortaya çıkan gerilme seviyelerini vermektedir. Hesaplanan gerilme seviyesine göre yapının ilgili yük altındaki davranışı     r lmektedir. Düğüm noktalarının oluşturduğu ızgaraya benzeyen yapıya ise aė (mesh) adı verilmektedir. Bu aė, yapının belli yükleme koşulları altında nasıl davranacağını belirleyen malzeme bilgileri ile programlanmıştır (**     Elemanlar Metodu''**, 2021).



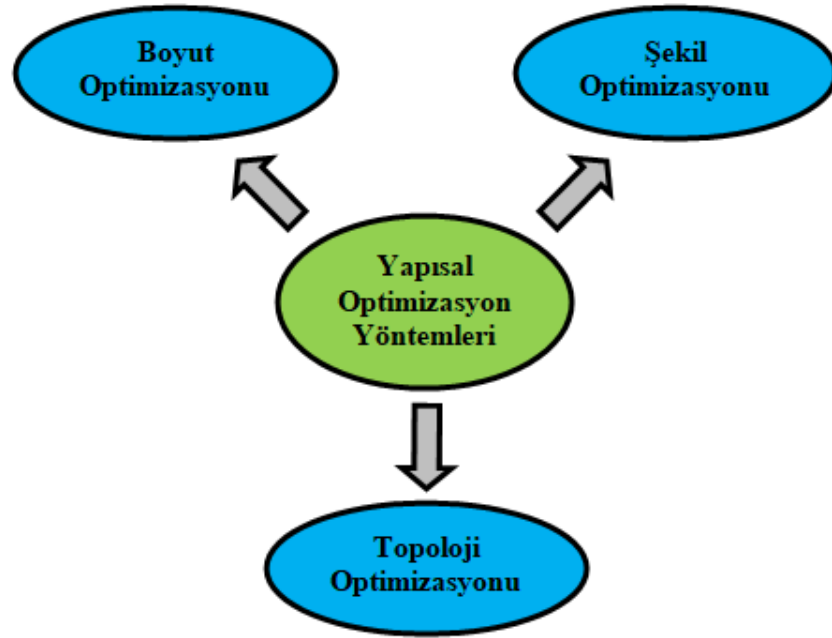
şekil 2.10. Sonlu elemanlar yönteminde düğüm noktaları ve elemanlar (Balaban, 2011)

 nşaat, uçak, otomotiv ve makine mühendisliği gibi alanlarda sıklıkla kullanılan sonlu elemanlar analizi ile ürünleri tasarım aşamalarındayken optimize ederek ve ürünleri geliştirmek için yapılan deneyleri ve fiziksel prototip sayılarını azaltarak kaliteli ürünler elde edilmektedir. Sonlu elemanlar analizi ile birçok türde problemin analizi gerçekleştirilebilmektedir. Problemlerin analizinde genel olarak kullanılan sonlu elemanlar analiz tipleri aşağıda verilmiştir. Bunlar:

- Statik ve Dinamik Analizler
- Yorulma ve Burkulma Analizleri
- Lineer ve Non-Lineer Analizler
- Termal ve Elektromanyetik Analizler
- Titreşim Analizleri

2.4. Yapısal Optimizasyon Yöntemleri

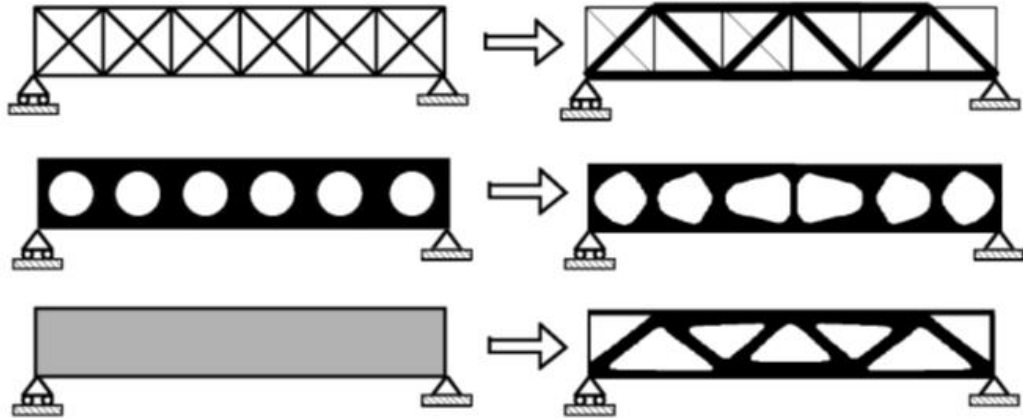
Yapısal optimizasyon, optimize edilecek alana, tanımlanan tasarım kısıtlarına ve tasarım gerekliliklerine bağlı kalarak, uygulanan yükler doğrultusunda mevcut yapılar için tasarımda ve üretimde en doğru sonuçlara ve hedeflere ulaşma sürecidir. Başka bir tanımda ise yapısal optimizasyon, belirli bir fiziksel bölge içerisinde uygulanan yükleri güvenli bir biçimde iletecek ya da destekleyecek en iyi malzeme dağılımını belirleme süreci olarak ifade edilmektedir (Erol, 2019). Yapısal optimizasyon, çalışılan tasarım alanlarında maksimum rijitliğin sağlanması, gerilme ve yer değiştirme değerlerinin azaltılması, hacmin ya da ağırlığın minimize edilmesi gibi amaçlar için kullanılmaktadır. Yapısal optimizasyon sonucunda elde edilen yeni tasarımlarla, yapıların daha hafif ve daha dayanıklı olması, daha az malzeme ile daha rijit ve daha uzun ömürlü ürünlerin üretilmesi, çalışan sistemler için gerekli enerjiden tasarruf edilerek (Doğru, 2019) yakıt tüketiminin azaltılması gibi birçok avantaj sağlanmaktadır. Mühendislikte yapısal optimizasyon yöntemleri Şekil 2.11.' de verildiği gibi genel olarak üç temel kısımdan oluşmaktadır.



Şekil 2.11. Yapısal optimizasyon yöntemleri

Literatürde bilinen ilk yapısal optimizasyon çalışması boyut optimizasyonudur. Daha sonra şekil optimizasyonu ve en son olarak da topoloji optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır (Larsson, 2016). Topoloji optimizasyonunda, tanımlanan amaç ve kısıt değerleri doğrultusunda, mevcut tasarım için en uygun malzeme dağılımını bulanarak kütleli minimize etmek amaçlanmaktadır. Boyut optimizasyonunda da, mevcut tasarımların şekil ve topolojisinde herhangi bir değişiklik yapmadan, mevcut tasarımın bilinen şekle sahip kısımları boyutsal olarak optimize edilmektedir. Optimizasyon sonucunda elde edilen optimum uzunluk, kalınlık değerleriyle de en verimli ve en uygun tasarımlara ulaşmak hedeflenmektedir. Şekil optimizasyonunda ise yine topoloji sabittir ve mevcut tasarımlar üzerinde bulunan boşaltmalar için belirlenen sınır değerleri doğrultusunda optimum kalınlık, genişlik, uzunluk, yarıçap gibi vs. değerler bulunarak en uygun tasarımların oluşturulması amaçlanmaktadır.

Şekil 2.12.' de sırasıyla boyut optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu ile ilgili örnekler verilmiştir. Sol tarafta optimizasyon öncesi tasarımlar, sağda tarafta ise optimizasyon sonrası elde edilen sonuçlar gösterilmiştir.

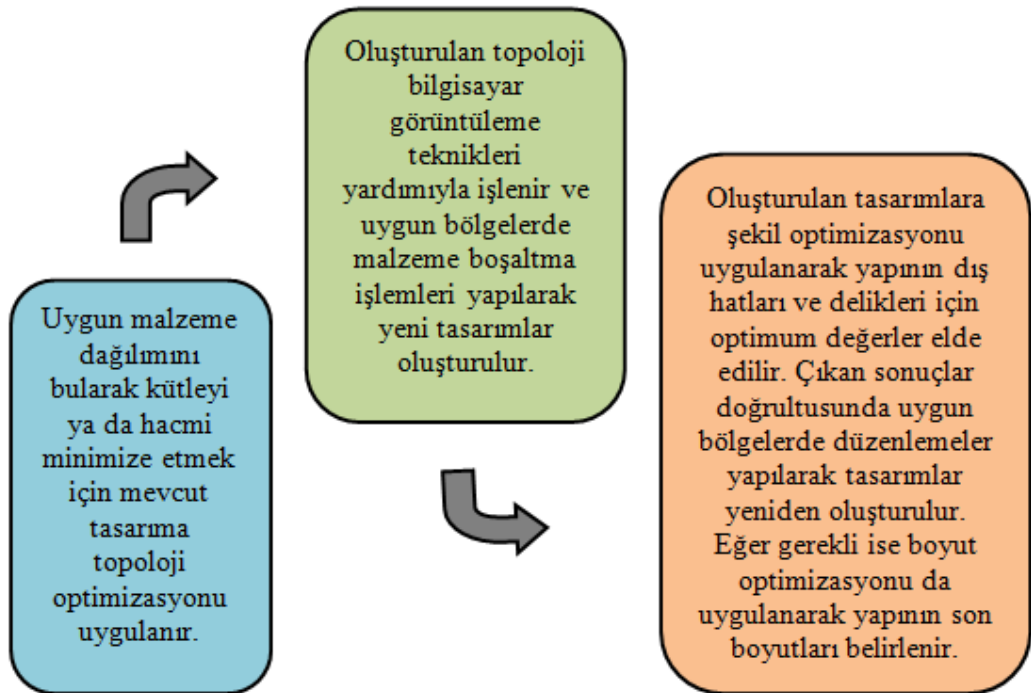


Şekil 2.12. Yapısal optimizasyon yöntemleri örnekleri (Bendsøe ve Sigmund, 2003)

Yapısal optimizasyon kavramı başta otomotiv sektörü olmak üzere makine, inşaat, malzeme ve havacılık gibi birçok bilim dalında karşımıza çıkmaktadır. Yapısal optimizasyon yöntemleri özellikle mühendislik alanlarında, daha az malzemeyle daha hafif ve daha dayanıklı ürünler üretmek, üretim maliyetlerini düşürmek, gerilme yoğunluğunu azaltarak güvenlik koşullarına uygun tasarımlar oluşturmak ve ürünlerin

üretimleri esnasında yaşanabilecek zaman kayıplarını en aza indirmek için sıklıkla kullanılmaktadır. Günümüzde otomotiv endüstrisinde, yakıt tüketimini azaltarak çevreye verilen zararı en aza indirmek ve yüksek performanslar elde etmek için araçları oluşturan parçalara yapısal optimizasyon işlemleri uygulanmış ve araçların ağırlıkları azaltılmıştır. Ayrıca yaygınlaşan ve gelişen plastik cerrahi ile birlikte tıp alanında da, çeşitli kazalar sonucu formu bozulmuş kalça, diz ve diğer kemikler için hazırlanan implantlar optimizasyon yöntemleri kullanılarak optimize edilip, uygun formlara dönüştürüldükten sonra katmanlı üretim yöntemleriyle üretilerek hastaların tedavilerinde kullanılmıştır (Erol, 2019).

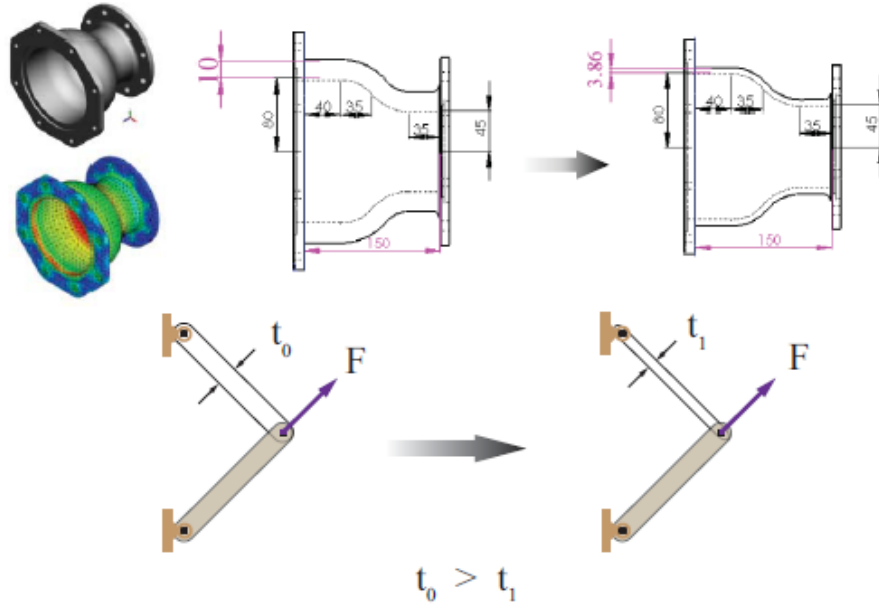
Komple yapısal optimizasyon işlemi, verilen bir tasarım topolojisinde başlamaktadır. Malzeme dağılımı veya sınırların şekli, çeşitli kısıtlar altında optimumu yakalamak için değişmektedir (Balaban, 2011). Yapısal optimizasyon ile bir ürünün tasarımı üç aşamada oluşmaktadır. Bu aşamalar Şekil 2.13.' de verilmiştir.



Şekil 2.13. Yapısal optimizasyon ile bir ürünün tasarım süreci

2.5. Boyut Optimizasyonu

Boyut optimizasyonunda, tanımlanan tasarım gerekliliklerine ve tasarım kısıtlarına bağlı olarak kalınlık, yükseklik, uzunluk gibi tasarım değişkenleri için optimum değerler elde edilmeye çalışılmaktadır. Tasarımların şeklinde ve topolojisinde herhangi bir değişiklik yapmadan boyut optimizasyonu ile en verimli yapıya ulaşmak hedeflenmektedir (Bal, 2020). Boyut optimizasyonu kesit alan optimizasyonu olarak da bilinmektedir (Çelik, 2013). Yapısal optimizasyon yöntemlerinin en basit olanıdır. Boyut optimizasyonunda çoğunlukla, mevcut tasarımın bilinen şekle sahip kısımlarını boyutsal olarak optimize ederek, tasarımın ağırlığının azaltılması amaçlanmaktadır. Şekil 2.14.' de verilen tesisat elemanına boyut optimizasyonu uygulanmış ve optimizasyondan çıkan sonuçlar doğrultusunda tesisat elemanın cidar kalınlığı düşürülerek ağırlığı azaltılmıştır. Genel olarak boyut optimizasyonu için sac parçalarda kalınlığın, kirişlerde kesit alanı ve uzunluğun optimize edilmesi örnek olarak verilebilir.



Şekil 2.14. Boyut optimizasyonu örnekleri (Çelik, 2013)

2.6. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu (TO), tanımlanan amaç ve kısıt fonksiyonlarına bağlı olarak, kütleyi minimize etmeyi ve mevcut tasarım için en uygun malzeme dağılımını bulmayı amaçlayan bir yapısal optimizasyon yöntemidir. Topoloji optimizasyonu yöntemi,

optimizasyon işlemi uygulanacak parçaların dış boyutlarında ve kullanım yerlerindeki işlevlerinde herhangi bir değişiklik olmaksızın, parçaların rijitliğini bozmayacak şekilde uygun bölgelerden malzeme boşaltılması esasına dayanmaktadır (Yıldız, 2017). Topoloji optimizasyonu yöntemi kullanılarak parça tasarımlarında gerçek çalışma şartlarında karşılaşılan yükler ve zorlamalar karşısında sınır şartları belirlenerek en ekonomik ve en uygun ürünler geliştirilebilmektedir (Öğüçlü ve Yıldırım, 2022). Aşağıda topoloji optimizasyonunun tasarımlara sağladığı avantajlar verilmiştir. Bunlar;

- Hafif ve üretime hazır ürünlerin oluşturulması,
- Ürünün analizlerinin bilgisayar ortamında gerçekleştirilmesini sağlayarak, test süreçlerinin kısaltılması,
- Gerçek yük ve kısıtlamalar ile çalışması (Kahraman ve Küçük, 2020).

2.6.1. Topoloji optimizasyonunun tarihsel gelişim süreci

Topoloji optimizasyonun tarihsel kökleri incelendiğinde, başlangıcının Michell' in 1904 yılında yayınladığı "Kiriş Sistemlerinde Malzeme Ekonomisinin Sınırları" başlıklı makalesine dayandığı görülür (Erol, 2019). Michell çalışmasında, farklı gerilme kısıtları ve tasarım bölgeleri verilen en küçük ağırlıklı yapılar için bazı yeni bağıntılar geliştirmiş ve yayınlamış olduğu çalışmayla da " Aynı yüklere maruz bırakılan yapı daha az malzeme kullanılarak inşa edilebilir mi? " sorusunun sorulmasını sağlamıştır. Michell bu soruyla, topoloji optimizasyonu alanında yeni çalışmalar yapılmasının önünü açmıştır. 1988 yılında Kikuchi ve Bendsøe, topoloji optimizasyonu yöntemlerinden biri olan ve günümüzde yaygın olarak kullanılan homojenleştirme metodunu geliştirmişlerdir. Suzuki ve Kikuchi (1991) lineer elastik düzlemsel yapıların direngenliğini arttırmak için homojenleştirme metodunu kullanarak çalışmalar yapmışlardır. 1993 yılında ise yapıların direngenliğini maksimize etmek için yola çıkan R.J. Yang ve C.H. Chuang (1994) homojenleştirme metoduna alternatif yeni bir TO yöntemi olan malzeme dağılımını metodunu bularak geliştirmişlerdir.

Rozvany (2001) yaptığı çalışmada topoloji optimizasyonunun, şekil ve boyut optimizasyonuna göre çok hızlı bir şekilde gelişim gösterdiğini ve daha avantajlı olduğunu belirtmiştir. Ayrıca çalışma içerisinde yaygın olarak kullanılan topoloji optimizasyonu yöntemlerini karşılaştırmıştır. **Harzheim ve Graf (2006)**, topoloji optimizasyonunu kullanarak araçlarda kullanılan döküm parçaların ağırlıklarını azaltmışlardır. **Torstenfelt ve Klarbring (2007)**, otomobillerde bulunan şasi ve karkas yapıların tasarımlarında optimum sonuca ulaşmak için TO yöntemlerini kullanmışlardır. Çizelge 2.4.' de TO yöntemleri için yapılmış öncü çalışmaların listesi verilmiştir.

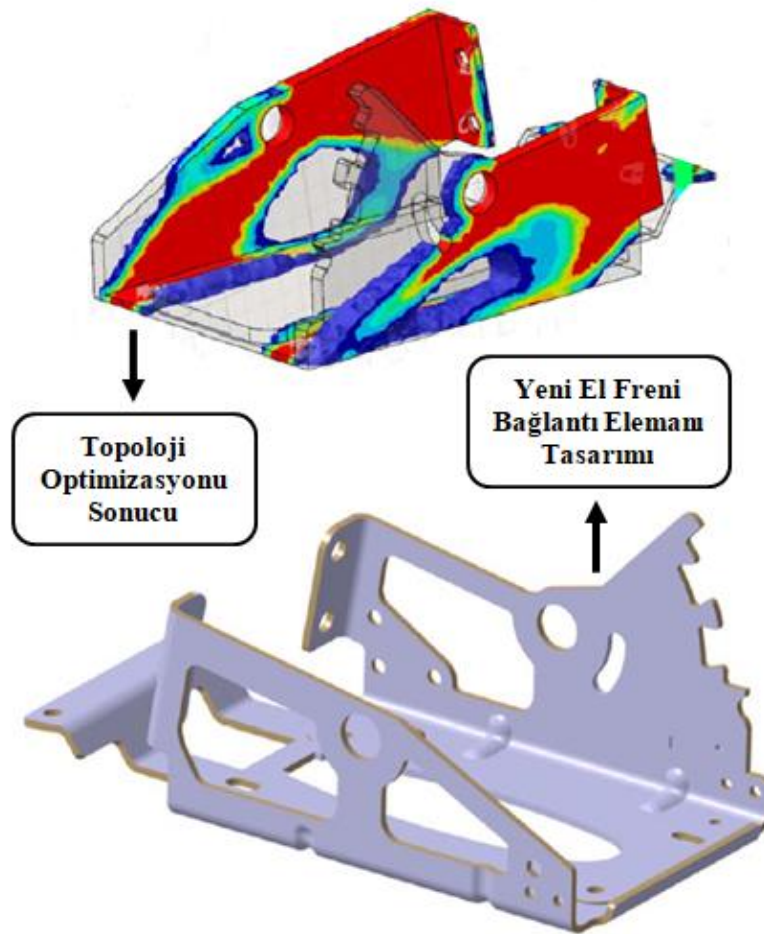
Çizelge 2.4. TO yöntemleri için yapılmış öncü çalışmalar (**Kahraman ve Küçük, 2020**)

YÖNTEMLER	ÖNCÜ ÇALIŞMALAR
Homogenization	Bendsøe ve Kikuchi, 1988
SIMP (Solid Isotropic Microstructure with Penalization)	Bendsøe, 1989
	Zhou ve Rozvany, 1991
	Rozvany, 2001
LSA (Level Set Approach)	Osher ve Sethian, 1988
	Michael Wang, Xiaoming Wang ve Guo, 2003
	Jia vd., 2011
ESO (Evolutionary Structural Optimization)	Xie ve Steven, 1993
	Zhou ve Rozvany, 2001
	Xie ve Huang, 2010
BESO (Bidirectional Evolutionary Structural Optimization)	Querín, Young, vd., 2000
	Huang ve Xie, 2007
AESO (Additive Evolutionary Structural Optimization)	Querín, Steven ve Xie, 1998,2000
	Querín, Young, Steven ve Xie, 2000
SKO (Soft Kill Option)	Baumgartner vd., 1992
	Mattheck, 1998

2.6.2. Topoloji optimizasyonu uygulama aşamaları

Topoloji optimizasyonu sürecine, ilk olarak mevcut parçanın katı modeli üzerinde optimizasyon işleminin uygulanacağı tasarım alanlarının belirlenmesiyle başlanmaktadır. Bu kapsamda katı model üzerinde optimizasyon işleminin

uygulanmayacağı alanlar non design adı altında parça geometrisinde ayrılarak tasarım alanının dışına taşınmaktadır. Çalışma şartlarında karşılaşılabilecek yüklerin uygulanması, amaç ve kısıt fonksiyonlarının belirlenmesi ve parçanın ağırlığının azaltılması için hacimsel olarak max. boşaltma oranının tanımlanmasıyla optimizasyon işlemi başlatılmaktadır. Optimizasyon algoritması, tanımlanan amaç ve kısıt fonksiyonlarına bağlı olarak uygun bölgelerde parça geometrisinde boşaltma işlemleri yapmaktadır. Sonuç olarak topoloji optimizasyonu ile parçanın mevcut tasarımına göre daha hafif ve dayanıklı, aynı zamanda az malzemeyle ekonomik açıdan daha uygun yeni bir tasarımın elde edilmesi sağlanmaktadır. Şahin ve diğ. (2019) yapmış olduğu Şekil 2.15' de verilen çalışmada, el freni bağlantı elemanına topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Topoloji optimizasyonu sonrası parça üzerinde uygun bölgelerde malzeme boşaltma işlemi yapılmış ve el freni bağlantı elemanı için yeni bir tasarım oluşturulmuştur.



Şekil 2.15. El freni bağlantı elemanının topoloji optimizasyonu

2.6.3. Topoloji optimizasyonu uygulama alanları ve literatür taraması

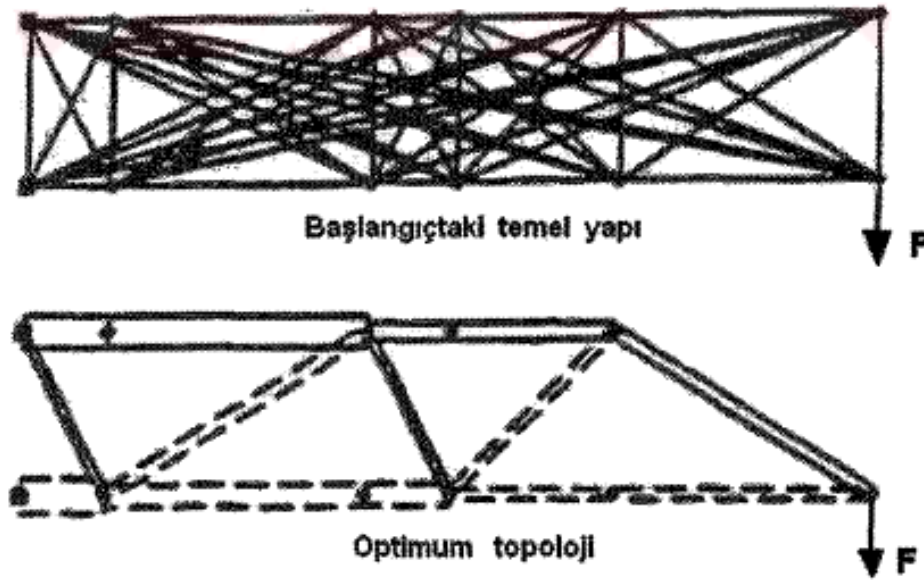
Mevcut tasarımların dayanımı arttırmak, ağırlığını azaltmak ve ideal forma ulaşmasını sağlamak için topoloji optimizasyonu yönteminin kullanılmasının verimli olduğu tespit edilmiştir (**Şahin ve diğ., 2019**). Bu kapsamda günümüzde özellikle otomotiv endüstrisinde taşıtların ağırlığını azaltmak için topoloji optimizasyonu yöntemi kullanılarak araçları oluşturan salıncak, şasi, koltuk braketleri gibi birçok parçanın daha hafif ve dayanıklı üretilmesi sağlanmıştır. Araçların ağırlığının azaltılmasıyla birlikte yakıt tüketiminden de tasarruf edilmiştir. Topoloji optimizasyonunun otomotiv sektörü dışında, makine, malzeme, inşaat ve havacılık mühendisliği gibi birçok bilim dalında uygulama alanı bulunmaktadır. Ayrıca tıp alanında da umut veren çalışmalar söz konusudur. Özellikle yaygınlaşan plastik cerrahi ile birlikte, çeşitli kazalara bağlı olarak cerrahi operasyon gerektiren formu bozulmuş kafatası, kalça, diz ya da diğer kemikler için hazırlanan implantlar tasarım programları aracılığıyla modellendikten sonra topoloji optimizasyonu uygulanarak optimize edilmiştir (**Erol, 2019**). Ardınca çıkan sonuçlar doğrultusunda katmanlı üretim yöntemleri ile üretilerek ilgili bölgeye yerleştirilip hastaların tedavisi sağlanmıştır. Aşağıda literatür taramasında elde ettiğimiz topoloji optimizasyonu uygulanan bazı örnek çalışmalar verilmiştir. Bunlar;

- **Aydiner (2018)** yapmış olduğu çalışmada, otobüs yolcu koltuğu ayaklarına homojenleştirme methodu kullanarak topoloji optimizasyonu uygulamıştır. Topoloji optimizasyonundan elde edilen sonuçlar doğrultusunda oluşturulan yeni koltuk ayağı tasarım ile koltuk ayağının ağırlığı 2,25 kg' den 1,65 kg' e düşmüştür. Toplam koltuk ağırlığı ise 33 kg' den 32 kg' e düşürülerek, toplam koltuk ağırlığında %3 oranında hafifletme sağlanmıştır.
- **Kara ve diğ. (2017)** yaptıkları çalışmada, alüminyum alaşımından üretilen bir binek araç jantına mekanik yüklemeler altında TO uygulamışlardır. Topoloji optimizasyonunda çıkan sonuçlar doğrultusunda ağırlığı azaltılmış ve mekanik davranışları iyileştirilmiş yeni bir jant tasarımı oluşturulmuştur. 25 farklı tasarım üzerinde deneme yapılmış ve 24. tasarımda istenilen sonuca ulaşılmıştır. İlk oluşturulan tasarımın ağırlığı 13,605 kg, uygun olarak kabul edilen 24. tasarımın ağırlığı ise 13,461 kg olarak bulunmuş ve 0,144 kg ağırlık kazancı sağlanmıştır.

- **Öğüçlü ve Yıldırım (2022)** yaptıkları çalışmada, geri dönüşüm makinası olan hurda kesme makasının, üst çene piston bağlantı parçasına ağırlık azaltmak için topoloji optimizasyonu uygulamışlardır. TO sonrası üst çene piston bağlantı parçası için çıkan sonuçlar doğrultusunda yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Elde edilen yeni tasarım ile üst çene piston bağlantı parçasının ağırlığı 76,4 kg' den 61 kg' e düşerek, %25 oranında başlangıç tasarımına göre hafiflik elde edilmiştir.
- **Doğru (2019)** yaptığı çalışmada, rüzgar türbini alternatörünün yapısına topoloji optimizasyonu uygulamıştır. 4 kW gücündeki sabit mıknatıslı alternatörün rotor ağırlığı uygulanan TO sonrası oluşturulan yeni tasarımla 47 kg' den 36,7 kg' e düşürülerek, %22 oranında ağırlık kazancı sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlardan rotor kütlelerinin ağırlığının azaltılması ile mil mukavemeti artarken milde oluşan sehim miktarının azaldığı ve sistem kritik devrinin arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca hava aralığının minimum yapılması sistem verimini olumlu yönde etkilediği ve rotorda analizleri yapıldıktan sonra hafifletme işleminin alternatör konstrüktif yapısını ve verimini olumlu yönde etkilediği görülmüştür.
- **Öztürk (2016)** yaptığı çalışmada, içten yanmalı motor takozu braketine çoklu yöndeki yüklemeler için çalışma şartları doğrultusunda amaç ve kısıt fonksiyonları tanımlayarak HyperMesh programında topoloji optimizasyonu uygulamış ve topoloji optimizasyonunda elde edilen veriler doğrultusunda da döküm yöntemiyle üretimi için uygun bir tasarım oluşturulmaya çalışmıştır. Ortaya çıkan tasarım ile braketin ağırlığı 1260 g' den 975 g' e düşerek %22 oranında malzeme tasarrufu sağlanmıştır.
- **Albak (2019)** yaptığı çalışmada, Formula SAE aracı fren pedalına, araç ağırlığının azaltılması amacıyla malzeme dağılım methodu kullanarak TO uygulamıştır. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen eleman yoğunluğu yeni tasarımın genel hatlarının belirlenmesinde önemli rol oynamıştır. Üretim kısıtlarına dikkat ederek çıkan sonuçlar doğrultusunda yeni bir fren pedalı tasarlanmıştır. Yeni oluşturulan fren pedalı tasarımı ile %11,65 oranında ağırlık kazancı sağlanmış ve fren pedalının ağırlığı 309 g' den 273 g' e düşürülmüştür. Yeni fren pedalı tasarımı ile ilk tasarıma göre 36 g hafiflik elde edilmiştir.

2.6.4. Topoloji optimizasyonu yöntemleri

Topoloji optimizasyonu, ayırık yapılarda ve sürekli yapılarda topoloji optimizasyonu olmak üzere iki kategoriden oluşmaktadır (Aydiner, 2018). Ayırık yapılarda topoloji optimizasyonu kiriş, kolon ve kafes sistemleri gibi inşaat ve havacılık mühendisliğini ilgilendiren alanlarda tercih edilmektedir. Bu tip yapılarda optimum topoloji elde etmek için en çok kullanılan metot Dron tarafından ileri sürülen "Temel Yapı Yaklaşımı" dır. Bu yaklaşımda başlangıç tasarımı, çok sayıda çubuğun birçok farklı konfigürasyonda birbirine bağlandığı bir yapıdır. Optimizasyon temel yapıdan hareket ederek en önemli çubukları muhafaza eder ve önemsizleri yok ederek en iyi topolojiye ulaşmaya çalışmaktadır (Poyraz, 2004). Temel Yapı Yaklaşımı metoduyla ilgili Şekil 2.16.' da bir örnek verilmiştir.

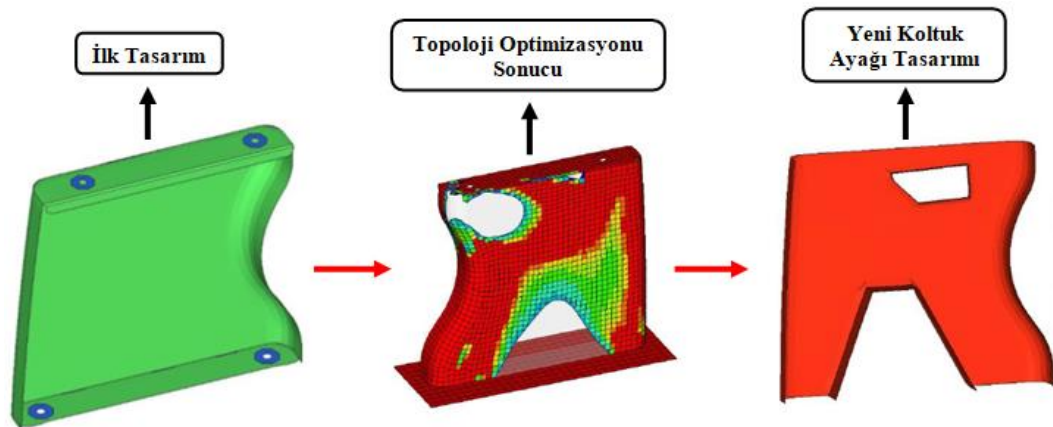


Şekil 2.16. Ayırık yapılarda Temel Yapı Yaklaşım Metodu (Poyraz, 2004)

Sürekli yapılarda TO otomotiv, makine ve malzeme mühendisliği başta olmak üzere birçok bilim dalında tercih edilmekte ve uygulanmaktadır. Sürekli yapıların topoloji optimizasyonu çalışmalarında yaygın olarak kullanılan iki metot vardır. Bu metotlardan ilki homojenleştirme metodu, diğeri ise malzeme dağılımı metodudur (Özbakış, 2008). Homojenleştirme metodu, 1988 yılında Kikuchi ve Bendsøe tarafından geliştirilmiştir (Bendsøe ve Kikuchi, 1988). Bu metot da malzeme yapısı, periyodik sonlu sayıda küçük

boşluklardan oluşan delikli bir mikroyapı olarak kabul edilmektedir. Ayrıca yapı, kompozit bir malzeme olarak değerlendirilerek homojenleştirilmeye çalışılmaktadır. Bu metoda göre bir mikroyapı; malzeme içermeyen (delik büyüklüğü=1), izotropik (üç ekseninde de aynı mekanik özellikler gösteren) malzeme içeren (delik büyüklüğü=0) ve ortotropik (eksenlerde birbirinden bağımsız ve farklı özellikler gösteren) malzeme içeren ($0 < \text{delik büyüklüğü} < 1$) olmak üzere üç farklı gözenekli malzeme grubuna ayrılmaktadır (Göv ve Kütük, 2007). Yapının topolojisini, yapıdaki boşluk, gözenek ve çok küçük mikroyapıların dağılımı belirlemektedir.

Homojenleştirmede, malzeme yapısındaki gözeneklerin farklı olması nedeniyle çok küçük yapıların elastikiyet özelliklerinin yaklaşık olarak eşit olduğu varsayılmaktadır. Yapı içerisinde eş değer malzeme özellikleri, mikroskobik büyüklükte azalma içeren bir sınır süreç ile belirlenmektedir. Ayrıca, malzeme eksenlerinin oryantasyonu, malzeme özelliklerini tanımlamada dikkate alınmak zorundadır. Böylelikle bir yapının elastik malzeme özellikleri, mikroyapısal deliklerin oryantasyonu ve büyüklüğü ile tanımlanabilir. Eğer mevcut malzeme miktarı belli ise malzeme yapının bir kısmından diğer bir kısma hareket edebilir. Bu nedenle yapıların topoloji tasarımı, belirlenen uygun yapısal alan içinde optimal malzeme dağılımının bulunması olarak ele alınabilir. Homojenleştirme metodunda, amaç fonksiyonu olarak rijitlik maksimizasyonuna eşdeğer olan komplians minimizasyonu ya da doğal frekans maksimizasyonu ve kısıtlayıcı fonksiyon olarak da malzeme azalması seçilmektedir (Yıldız ve diğ., 2003).

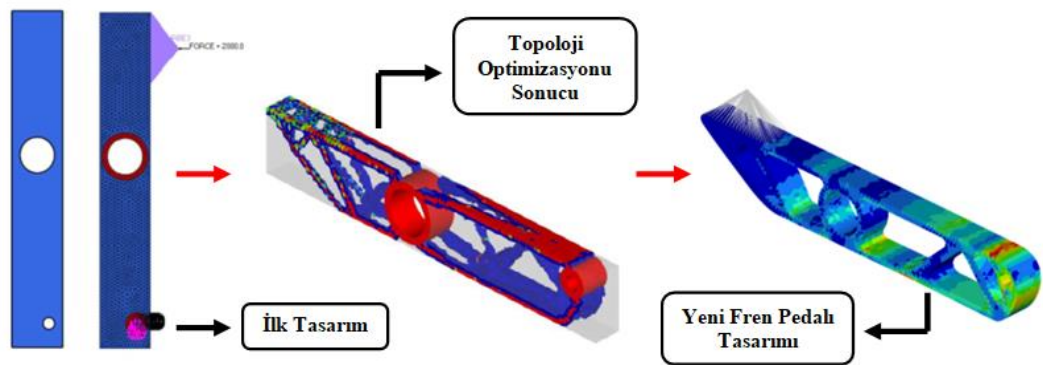


Şekil 2.17. Homojenleştirme metodu ile TO uygulanmış otobüs yolcu koltuğu ayağı

Aydiner (2018) yapmış olduğu Şekil 2.17.' de verilen çalışmada, otobüs yolcu koltuğu ayağına homojenleştirme metodu kullanılarak topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Topoloji optimizasyonundan elde edilen sonuçlar doğrultusunda oluşturulan yeni koltuk ayağı tasarım ile koltuk ayağının ağırlığı 2,25 kg' den 1,65 kg' e düşürülmüştür.

Malzeme dağılımı metodu ise 1993 yılında R.J. Yang ve C.H. Chuang tarafından geliştirilmiştir (Yang ve Chuang, 1994). Yoğunluk metodu olarak da adlandırılmaktadır. Homojenleştirme metodunda, her eleman için ayrı Young Modülü tanımlanması ve çoklu tasarım değişkenleri kullanılması gerekmektedir (Poyraz, 2004). Bu durum hem problemin yapısını daha karmaşık hale getirmekte hem de çözüm için gerekli olan işlem hacmini artırmaktadır. Malzeme dağılımı metodunda ise homojenleştirme metodundan farklı olarak her bir sonlu elemanın yoğunluğu tasarım değişkeni olarak kabul edilmektedir (Yıldız ve diğ., 2003). Böylelikle optimizasyon işlemlerindeki karmaşık ortadan kalkmıştır ve çözüm süresi de oldukça kısaltılmıştır. Homojenleştirme metoduna benzer şekilde bu metotta da topoloji tasarımı için amaç, rijitliğin maksimum olmasına eşdeğer olan kompliansı minimize etmektir (Aktepe, 2013).

Albak (2019) yaptığı Şekil 2.18.' de verilen çalışmada, Formula SAE aracının fren pedalına, malzeme dağılımı methodu kullanılarak topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Üretim kısıtlarına dikkat edilerek topoloji optimizasyonunda çıkan sonuçlar doğrultusunda yeni bir fren pedalı tasarlanmış ve fren pedalının ağırlığı 309 g' den 273 g' e düşürülmüştür.



Şekil 2. 18. Malzeme dağılımı ile TO uygulanmış Formula SAE aracının fren pedalı

2.7. Şekil Optimizasyonu

Şekil optimizasyonu, yapı üzerinde bulunan boşaltmalar için belirlenen sınırlar doğrultusunda amaç ve kısıt değerlerine bağlı kalarak optimum kalınlık, genişlik, uzunluk, yarıçap gibi vs. değerlerin elde edilmesini ve mevcut yapılar için en uygun tasarımların oluşturulmasını sağlamaktadır. Şekil optimizasyonu, topoloji optimizasyonun sınırlanmış bir halidir (Aktepe, 2013). Ayrıca yüzeyler ve eğri hatlar üzerinde tanımlanabildiğinden boyut optimizasyonun kapasitesinin genişletilmiş bir versiyonu olarak ifade etmek de mümkündür (Balaban, 2011). Şekil optimizasyonu uygulanmış bir yapının üzerinde bulunan boşaltmaların genişlikleri, uzunlukları, kalınlıkları değişirken, yapının topolojisi değişmemektedir. Şekil 2.19.'da verilen kiriş şekil optimizasyonu uygulanmıştır. İlk resimde topoloji optimizasyonu sonrası oluşturulan kiriş tasarımı, ikinci resimde ise şekil optimizasyonu sonrası oluşturulan kiriş tasarımı verilmiştir. İki resme baktığımızda; kiriş üzerindeki deliklerin sayısının aynı kaldığı, sadece şekil optimizasyonu ile deliklerin boyutlarının ve şekillerinin değiştiği görülmüştür. Deliklerin sayıları ve kirişlerin bağlantıları iki kiriş tasarımı da aynı olduğu için bu iki yapı aynı topolojiye sahiptir.



Şekil 2.19. Aynı topolojiye sahip kiriş yapıları (Balaban, 2011)

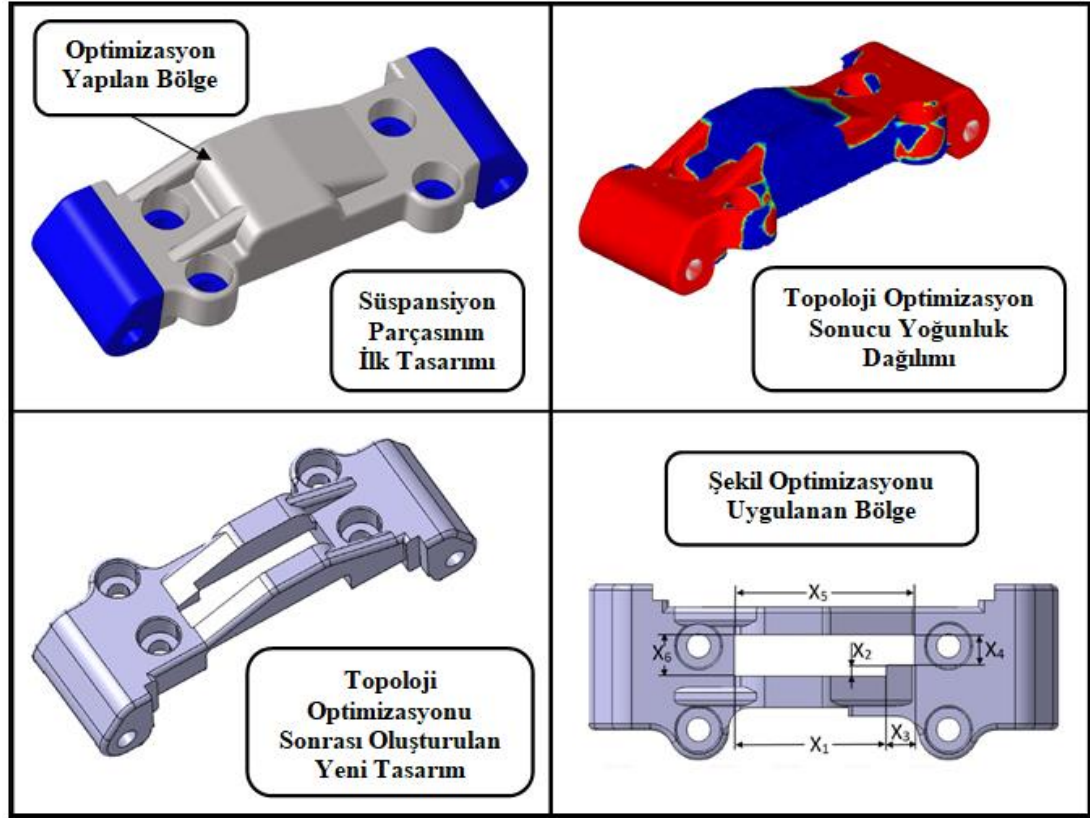
Şekil optimizasyonu işlemlerinde kullanılan en yaygın metot genetik algoritmadır. Genetik algoritma metodu Darwin' in evrim teorisinden esinlenerek oluşturulmuştur. Darwin' in teorisi, toplumda güçlü bireyler hayatta kalmayı başarırken, zayıf bireylerin başarısız olarak ölmesi esasına dayanmaktadır. Buradan yola çıkarak da genetik algoritma metodu oluşturulmuştur. Şekil optimizasyonu işlemlerinde optimum sonuçların elde edilmesi için genetik algoritma metodu dışında Sıralı Karesel Programlama (SQP), Sistem Güvenilirlik Optimizasyonu (SRO), Sıralı Optimizasyon Güvenilirlik Değerlendirmesi (SORA) gibi metotlarda kullanılmaktadır.

2.7.1. Şekil optimizasyonu uygulama aşamaları

Şekil optimizasyonunun ilk aşamasında, topoloji optimizasyonu (TO) sonrası parça üzerinde oluşturulan boşaltmaların geometrilerine uygun olacak şekilde alt ve üst sınır değer aralıkları tanımlanarak şekil parametreleri oluşturulmaktadır. İkinci aşamada, çalışmanın yapılış amacına göre optimizasyon sonunda elde edilmek istenilen gerilme, yer değiştirme, kütle gibi vs. çıktılar tanımlanmaktadır. Boşaltmaların geometrilerine ve ölçülerine uygun olarak tanımlanan alt ve üst sınır değer aralıklarına göre istenilen sayıda iterasyonlar oluşturulmaktadır. Oluşturulan her iterasyon için çalışmanın yapılış amacına göre tanımlanan gerilme, yer değiştirme, kütle gibi vs değerler hesaplatılmaktadır. Son olarak çalışmaya uygun bir optimizasyon algoritması seçilir ve bu algoritma çalışma prensibine göre oluşturulan iterasyonlar içerisinde, tanımlanan amaç ve kısıt fonksiyonlarına bağlı kalarak, boşaltmaların genişlikleri, uzunlukları ve yarıçapları için optimum değerlerin elde edilmesi sağlanmaktadır.

Düzcan (2019) yapmış olduğu Şekil 2.20.' de verilen çalışmada, araçların süspansiyon sisteminde kullanılmakta olan süspansiyon parçasına HyperStudy' de Genetik Algoritma (GA) metodu kullanarak şekil optimizasyonu yapmıştır. Şekil optimizasyonundan önce parçaya TO uygulanmış ve optimizasyondan çıkan sonuçlar doğrultusunda da süspansiyon parçası için yeni bir tasarım oluşturulmuştur. TO sonrası oluşturulan yeni tasarım ile parçanın hacmi $6102,979 \text{ cm}^3$ ' den $4066,054 \text{ cm}^3$ ' e düşmüştür. Parça üzerinde oluşan max. gerilme ise $98,03 \text{ MPa}$ ' dan $106,4 \text{ MPa}$ ' a yükselmiştir. TO sonrası oluşturulan yeni modele, gerilme değerinin ve hacminin azaltılması için GA metodu kullanılarak şekil optimizasyonu uygulanmıştır. Süspansiyon parçası üzerinde şekil optimizasyonu uygulanacak bölge için tanımlanan X1, X2, X3, X4, X5 ve X6 şekil parametrelerinin her biri için alt sınır değeri -5 mm ve üst sınır değeri de $+5 \text{ mm}$ tercih edilmiştir. Amaç fonksiyonu olarak kütlenin minimizasyonu, kısıt fonksiyonu olarak da gerilme değerinin 250 MPa aşmaması istenerek optimizasyon çözümü yapılmıştır. Şekil optimizasyonundan, her bir şekil parametresinin uzunluğunun ya da genişliğinin $+5 \text{ mm}$ artırılabilceği sonucu çıkmıştır. Bu doğrultuda oluşturulacak yeni süspansiyon parçası tasarımı ile parçanın hacmi $4066,054 \text{ cm}^3$ ' den $3954,543 \text{ cm}^3$ ' e düşmüş ve ilk tasarıma

göre hacim %35,203 oranında azalmıştır. Parça üzerinde oluşan max. gerilme ise 106,4 MPa' dan 89,94 MPa' ya düşmüştür.



Şekil 2.20. Süspansiyon parçasının şekil optimizasyonu

2.7.2. Şekil optimizasyonu uygulama alanları ve literatür taraması

Otomotiv ve uzay sanayisinde yapılan tasarımlarda malzemenin en uygun şekilde kullanılması çok büyük önem arz ettiği için şekil optimizasyonu çok sık kullanılmaktadır. Bunun haricinde akustik cihazların, elektromanyetik ve elektrokimyasal ürünlerin tasarımında da yine şekil optimizasyonu kullanılmaktadır (Bendsøe ve Sigmund 2003). Aşağıda literatür taramasından elde ettiğimiz şekil optimizasyonu uygulanan bazı örnek çalışmalar verilmiştir. Bunlar;

- **Demirbilek (2019)** yaptığı çalışmada, HyperMesh ve HyperStudy adlı yazılım programları ile Formula SAE araç yönlendirme krankına genetik algoritma yöntemi kullanarak şekil optimizasyonu uygulamıştır. Şekil optimizasyonu

öncesinde, optimizasyondan daha doğru sonuçlar alabilmek için mevcut tasarım hacmini kapsayacak şekilde bir tasarım hacmi oluşturulmuş ve oluşturulan tasarıma optimizasyonla ilgili gerekli tanımlamalar yapılarak topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Topoloji optimizasyonu çıktısına göre yeni tasarım hipotezi oluşturulmuş ve şekil optimizasyonu uygulanmıştır. Yeni tasarım hipotezinin şekil optimizasyonu için amaç fonksiyonu olarak ağırlık azaltma, kısıt fonksiyonu olarak da gerilme tanımlanmıştır. Topoloji ve şekil optimizasyon yöntemleri kullanılarak elde edilen optimizasyon sonuçları doğrultusunda oluşturulan yeni tasarım ile araç yönlendirme krankının ağırlığı 44 g' den, 28,89 g' e düşerek, %34 oranında hafiflik sağlanmıştır.

- **Arslan (2018)** yaptığı çalışmada, yolcu koltuklarında kullanılan orta konsol mekanizmasının iskelet yapısına Sequential Quadratic Programming (Sıralı Karesel Programlama) metodu kullanarak şekil optimizasyonu yapmıştır. Şekil optimizasyonundan önce parçaya topoloji optimizasyonu uygulanmış ve optimizasyondan çıkan sonuçlar doğrultusunda orta konsol mekanizmasının iskelet yapısı için yeni bir tasarım oluşturulmuştur. TO sonrası oluşturulan yeni tasarım ile iskelet ağırlığı 2500 g' den 1445 g' ye düşmüş ve %42,2 oranında hafifleme sağlanmıştır. Şekil optimizasyonu için şekil parametreleri tanımlandıktan sonra amaç fonksiyonu olarak ağırlığın azalması, kısıt fonksiyonu olarak da gerilme seçilerek 100 iterasyon içersinden HyperStudy' de SQP metodu kullanılarak optimum sonuçlar edilmeye çalışılmıştır. Şekil optimizasyonunda çıkan sonuçlara göre orta konsol mekanizmasının iskelet yapısı üzerinde yapılacak şekil değişimleri ile iskelet yapısının ağırlığı 1400 g' den 1364 g' ye düşerek, %3 oranında ağırlık kazancı sağlanmıştır.
- **Soylu (2021)** yaptığı çalışmada, motor taşıma braketine HyperStudy' de Sistem Güvenilirlik Optimizasyon (SRO) metodu ve Sıralı Optimizasyon Güvenilirlik Değerlendirme (SORA) metodu kullanarak şekil optimizasyonu uygulamıştır. Çalışmada motor taşıma braketi üzerinde ağırlık azaltma yapılırken belirlenen güvenilirlik katsayısını sağlayacak optimum değerlerin bulunması amaçlanmıştır. Belirlenen amaç doğrultusunda kütleyi azaltırken güvenilirlikten taviz vermemek için amaç fonksiyonu olarak gerilmenin minimize edilmesi

seçilmiştir. Diğer taraftan parçanın ağırlığının azaltılması da istendiği için kısıt fonksiyonu olarak da kütle seçilmiş ve kütle değişkeni içinde başlangıç kütle değeri olan 176,2 gram tanımlanmıştır. İlk olarak SORA metodu kullanılarak optimizasyon çözümü yapılmıştır. Optimizasyondan çıkan sonuçlara göre motor taşıma braketinde yapılacak şekil değişimleri ile braketin ağırlığı 176,2 gramdan 167,86 grama düşmüş ve %4,73 oranında ağırlık kazancı sağlanmıştır. Motor taşıma braketinde oluşan max. gerilme ise 153,84 MPa' dan 140 MPa' a düşmüştür. İkinci olarak da SRO metodu kullanılarak optimizasyonun çözümü yapılmış ve optimizasyondan çıkan sonuçlara göre motor taşıma braketinde yapılacak şekil değişimleri ile braketin ağırlığı 176,2 gramdan 169,67 grama düşerek, %3,71 oranında hafifleme sağlanmıştır. Braket üzerinde oluşan max. gerilme ise 153,84 MPa' dan 132,29 MPa' a düşmüştür. Ayrıca güvenilirlik konusunda SRO algoritması ile daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Başlangıçta %49 olan güvenilirlik katsayısı SRO algoritması sonucu yapılacak şekil değişimleri ile %80' e çıkmıştır.

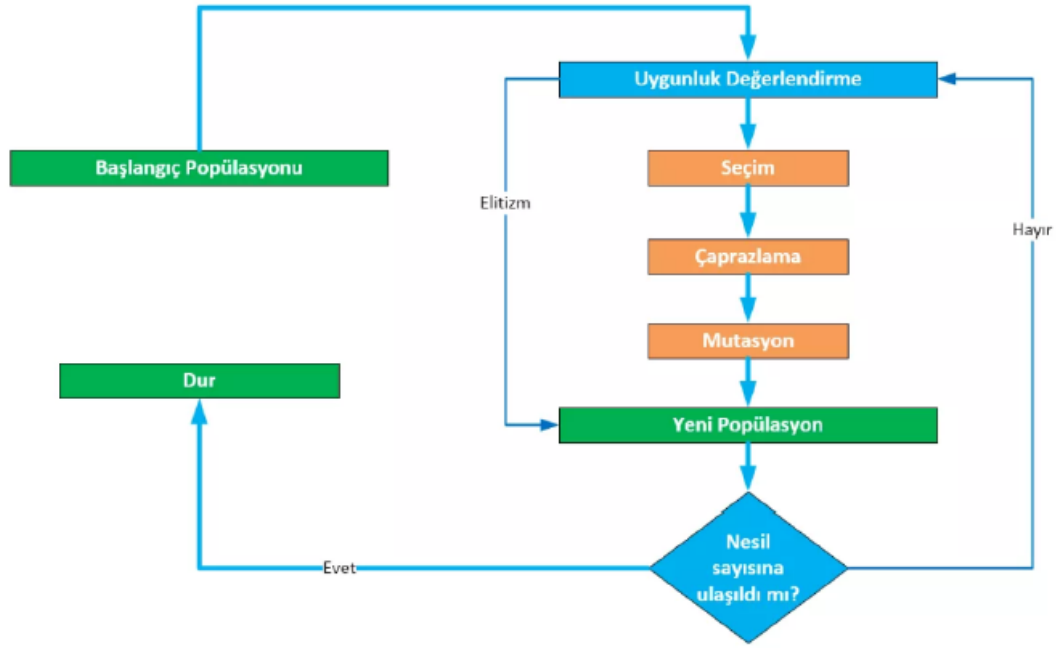
2.7.3. Genetik algoritma metodu

Yazılmış ve kullanılan birçok algoritma bulunmaktadır. Bu algoritmalarından biri de, günümüzde yaygın olarak kullanılan ve yapay zekanın alt dallarında olan genetik algoritmadır. GA bir popülasyonun bireylerine, taklit ettiği doğal seçim ilkesini uygulayarak o tasarım problemine ait çözüm kümesi arasından en uygun (optimum) çözüme ulaşmayı sağlamaktadır (Toğan ve Daloğlu, 2006). Tanımlanan alt ve üst sınır aralıklarında gelişigüzel sayı meydana getirme mantığı ile çalışmaktadır. Genetik algoritma çalıştırılması ve uygulanması zor olmayan bir arama algoritmasıdır. Genetik algoritmanın en belirgin özellikleri ise şunlardır:

- Genetik algoritma sonlu sayıda dizi üzerinde çalışır. Bu diziler belirli sıraya göre dizilmiş olan tasarım değişkenlerinden oluşur,
- Genetik algoritma tek bir dizide değil tüm dizilerin oluşturduğu popülasyonda araştırma yapar. Böylece kısmi yakınsamaların önüne geçilir,
- Genetik algoritmadaki operatörlerde tasarım değişkenlerinin seçilme işlemleri rastgele yapılır. Böylece veri popülasyonundaki tüm değerler araştırmaya katılır,

- Sınırlayıcılarla ilgili bilgiler araştırma sürecinden bağımsızdır. Bu özellik çok zor problemlerde genetik algoritmayı pratik kullanımlı yapar,
- Genetik algoritma ayrık tasarım değişkenleriyle çalıştığı için bulduğu sonuçlar değiştirilmeden kullanılır (Dede ve diğ., 2003).

Genetik algoritmada birey (İterasyon), bir problemin çözümü olabilecek parametrelerin belirli kurallara göre dizilmesiyle oluşmuş, çözüm dizisidir. Program tarafından rastgele oluşturulan belli sayıdaki bireylerden (iterasyonlardan), seçim, çaprazlama ve mutasyon gibi genetik operatörler kullanılarak, yeni bir popülasyon oluşturulur. Popülasyondaki tüm bireyler amaç fonksiyonunda değerlendirilerek, popülasyon içerisindeki bireylerden hangilerinin problemin çözümüne uygun olduğu belirlenir. Genetik algoritma tarafından en iyi iterasyon sonucu elde edilene kadar bu işlemler devam etmektedir. Şekil 2.21.' de genetik algoritmanın akış diyagramı verilmiştir. Genetik operatörlerin kullanılmasının amacı, daha iyi özelliklere sahip yeni bireyler (iterasyonlar) üretmek ve arama algoritmasının alanını genişletmektir (İşçi ve Korukoğlu, 2003). Genetik algoritmanın uygulama alanına göre farklı genetik operatörler kullanılmaktadır. Çaprazlama, genetik algoritmanın en önemli operatörlerinden biridir ve popülasyon içerisinde seçilmiş iki adet iterasyonun çaprazlanacak noktaları belirlendikten sonra bu noktadan itibaren iterasyon elemanlarının karşılıklı olarak yer değiştirmesi işlemidir. Çaprazlama ile aynı tasarımsal karaktere sahip elemanların kendi aralarında yer değiştirmesi sonucunda iki yeni iterasyon oluşmaktadır. Bu nedenle çaprazlama genetik operatörü bazı kaynaklarda Çiftleşme olarak da geçmektedir. Mutasyon ise genetik algoritmalarındaki operasyonda karar verici olarak ikinci derecede rol oynar (İşçi ve Korukoğlu, 2003). Mutasyon ile bireylerin (iterasyonların) genlerinin yerlerini değiştirerek yeni bireyler oluşması sağlanır. Bu değişim popülasyonun genel olarak %1-5' ini kapsamaktadır (Özsağlam ve Çunkaş, 2008). Belli bir süreden sonra bireyler birbirini tekrar etme durumuna gelebilir ve yeni bireyler oluşması durabilir. Bu nedenle popülasyon içerisindeki bireylerin çeşitliliğini arttırmak için bazı bireyler mutasyona uğratılır. Böylece yeni bireylerin oluşması devam eder.



Şekil 2.21. Genetik algoritma akış diyagramı (Düzcan, 2019)

Genetik algoritma Darwin' in evrim teorisinden esinlenilerek oluşturulmuştur. Darwin' in teorisine göre bir toplumda güçlü bireyler hayatta kalmayı başarırken, zayıf bireyler başarısız olarak ölmektedirler. Buradan yola çıkarak genetik algoritmada, tasarım için elde edilen en uygun iterasyon sonuçları kullanılırken, geriye kalan diğer iterasyonların elenmesi bu durum ile benzerlik göstermektedir. Genetik algoritmanın temel ilkeleri John Holland tarafından ortaya atılmıştır (Emel ve Taşkın, 2002). Holland, Darwin' in evrim teorisinden etkilenecek canlılarda yaşanan genetik süreci bilgisayar ortamında gerçekleştirmeyi düşünmüş ve arkadaşlarıyla birlikte yapmış oldukları çalışmalar sonucunda genetik algoritma tekniğini 1970' li yıllarda ortaya çıkarmışlardır (İşçi ve Korukoğlu, 2003). 1975 ise Holland " Doğal ve Yapay Sistemlerin Uygulanması " adlı kitabında genetik algoritma tekniğini yayınlamıştır (İşçi ve Korukoğlu, 2003). Goldberg tarafından da geliştirilmiştir.

Günümüzde genetik algoritma birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları Çizelge 2.5.' de verilmiştir. Optimizasyon işlemlerinde genetik algoritma metodunun kullanılmasının amacı, belirlenen sınırlayıcı koşullar altında, uygulanabilir çözümler arasından üretilmek istenen ürün için en iyi tasarımın oluşturulmasını

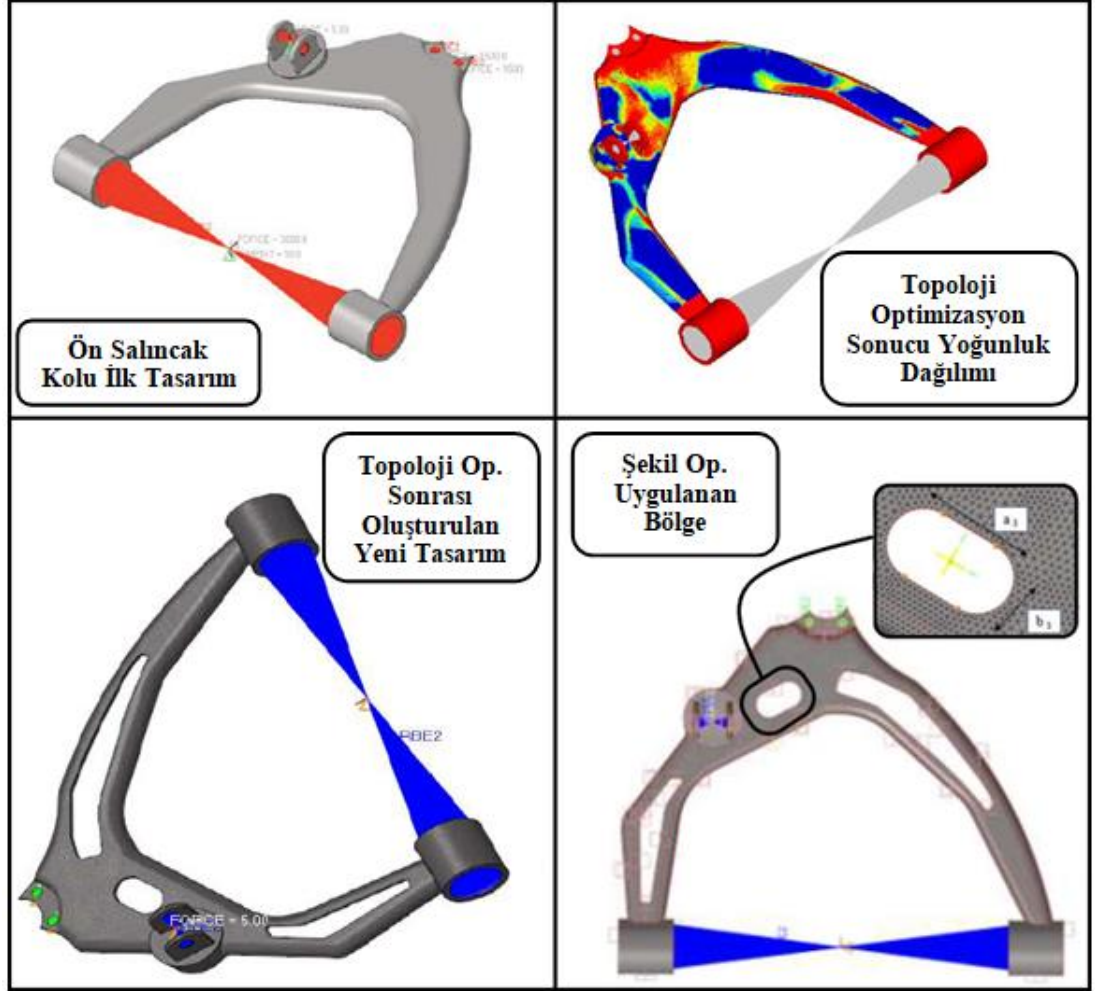
sağlamaktır. Bundan dolayı da şekil optimizasyonu ile mevcut tasarımların üzerinde bulunan ya da topoloji optimizasyonu sonrası oluşturulan boşaltmalar için amaç ve kısıt fonksiyonlarına bağlı kalarak programda tanımlanan iterasyonlar arasından en uygun kalınlık, genişlik, uzunluk ve ya yarıçap değerlerini içeren çözümün elde edilmesinde yaygın olarak genetik algoritma metodundan yararlanılmaktadır.

Çizelge 2.5. Genetik algoritma metodunun uygulama alanları (Zeyveli, 2007)

Uygulama Alanları
Gezgin Satıcı Problemleri
Tesis Planlama ve Yerleşimi
Araç Yön ve Tarife Planlaması
Bulanık Mantık Denetleyicilerinin Tasarımı
Yapay Sinir Ağları
Grup Teknolojisi
Optimizasyon
Uzman Sistemler
Duruma Dayalı Muhakeme

Çelik (2022) yapmış olduğu Şekil 2.22.' de verilen çalışmada, araç ön salıncak koluna genetik algoritma metodu kullanarak şekil optimizasyonu yapmıştır. Şekil optimizasyonu öncesi parçaya topoloji optimizasyonu uygulanmış ve optimizasyondan elde edilen sonuçlar doğrultusunda da parça üzerinde uygun bölgeler boşaltmalar yapılarak ön salıncak kolu için yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyonu sonrası oluşturulan yeni tasarıma genetik algoritma metodu kullanılarak şekil optimizasyonu uygulanmıştır. Ön salıncak kolu üzerinde şekil optimizasyonu uygulanacak bölge için tanımlanan a_3 ve b_3 şekil parametrelerinin her biri için alt sınır değeri -10 mm ve üst sınır değeri +10 mm tercih edilmiştir. Amaç fonksiyonu olarak kütleminimimizasyonu, kısıt fonksiyonu olarak da yer değiştirme değerinin 1,2 mm' yi aşmaması istenerek optimizasyon çözümü yapılmıştır. Optimizasyondan çıkan sonuçlar doğrultusunda parça üzerinde yapılacak şekil değişimleri ile ön salıncak kolunun ağırlığı 1579 gramdan 1405 grama düşmüş ve ana modele göre %11,02 oranında ağırlık

kazancı sağlanmıştır. Ön salıncak kolu üzerinde oluşan max. gerilme 242 MPa' dan 186,98 MPa' a, max. yer değiştirme ise 1,526 mm' den 1,057 mm' ye düşmüştür. Ön salıncak koluna genetik algoritma metodu kullanılarak uygulanan şekil optimizasyonu süreci Şekil 2.22.' de verilmiştir.



Şekil 2.22. Ön salıncak kolunun GA metodu ile şekil optimizasyonu

2.8. Yorulma Teorisi ve Analizi

Endüstride kullanılan birçok makine parçaları ve yapı elemanları kullanımları sırasında değişken gerilmelere maruz kalmaktadır. Bu gerilmelerin şiddeti akma dayanımından daha küçük olsa bile zaman içerisinde belirli bir tekrardan sonra malzemelerde çatlama ve bunu takip eden kopma olayları yaşanmaktadır (Şık ve diğ., 2015). Bu olaya da yorulma adı verilmektedir. Başka bir kaynakta ise yorulma, herhangi bir materyalin

veya sistemin tekrarlı yükler altında zaman içerisinde dayanıklılığını kaybetmesi ve akma dayanımının altında bir gerilme değerine maruz kalması durumunda bile plastik deformasyona uğrayarak kırılması ya da kopması olarak tanımlanmaktadır (Yıldız, 2019). O halde yorulma dayanımı, belirli sayıdaki yük tekrarı altında, malzemelerin kırılmadan ya da kopmadan direnebileceği en büyük gerilme değerini ifade etmektedir ("Yorulma Dayanımı Nedir?", 2021). Yorulma ömrü de kopma ya da kırılma olayı meydana gelene kadar geçen süre olarak tanımlanmaktadır (Düzcan, 2019). Değişken gerilmelere maruz kalan yapıların ömürlerini tayin etmek için yapılan analiz işlemlerine ise yorulma analizi adı verilmektedir.

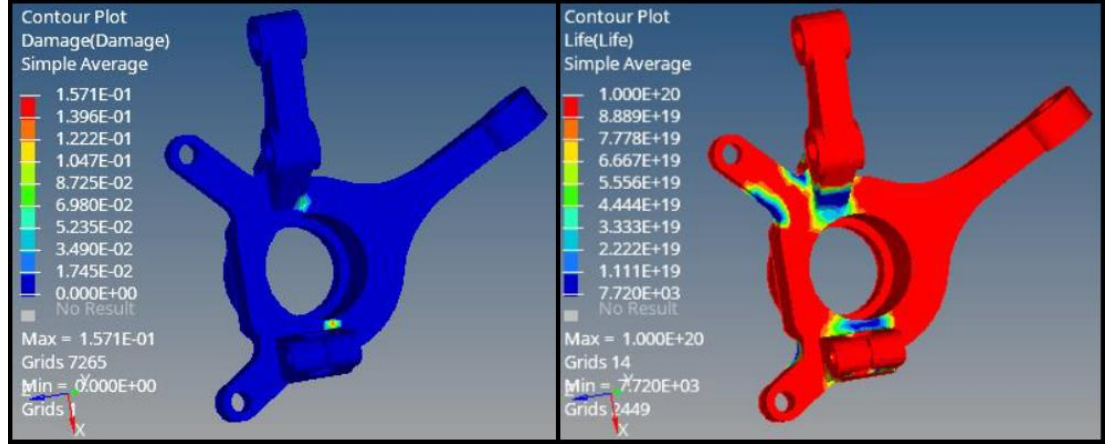
2.8.1. Tarihsel gelişim süreci

19. Yüzyılın ortalarına kadar güvenlik faktörünün yüksek olması gereken tasarımlar dışında tekrar eden kuvvetlere veya dalgalı hareketlere statik yüklermiş gibi yaklaşılmıştır. "Yorulma" (Fatigue) kavramından ilk defa 1839 yılında "Poncelet of France" adıyla basılan bir kitapta bahsedilmiştir. Modern otoriteler ise "İlerlemeli Kırılma" (Progressive Fracture) teriminin daha uygun olacağını öne sürmüşlerdir (Konez ve diğ., 2018). Malzemelerin yorulması durumu 19. yüzyılın başlarından beri bilinen bir durum olmakla birlikte ciddi olarak bu konu üzerindeki ilk araştırmalar 20. yüzyılın ortalarında başlamıştır (Yıldız, 2019). Yorulma çalışmalarının ilk dönemlerine baktığımızda ise önemli araştırmalar yapmış olan August Wöhler ismi karşımıza çıkmaktadır. August Wöhler, yorulma alanında gerilme - yük tekrarı bağlantılarıyla ilgili çalışmalarda yer almış ve malzemelerin yorulma ömürlerinin hesaplandığı gerilme - ömür (S-N) yöntemini geliştirmiştir. 1927' de Moore ve Kommers yorulma ile ilgili çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmaları da "Metal Yorulması" adıyla yayınlamışlardır. Moore ve Kommers' in yapmış olduğu bu çalışmalar ilerleyen yıllarda yorulma alanında yapılacak çalışmalar üzerinde büyük ölçüde etkili olmuştur. 1970' li yıllarda ise birçok endüstriyel uygulamalarda yorulma analizi mühendislik çözümü olarak uygulanmaya başlanmıştır (Doğan, 2007).

2.8.2. Uygulama alanları

Birçok parça başlangıçta iyi çalışmasına rağmen, belirli bir süre sonra maruz kaldığı yüklere bağlı olarak yorulma hasarına uğramaktadır ve bunun sonucunda da işlevselliğini kaybetmektedir (Düzcan, 2019). Yorulma olayı malzemelerde, herhangi bir belirti göstermeden ve akma dayanımları altındaki gerilme değerlerinde önemli derecede plastik şekil değişimi oluşturmada ani olarak gerçekleşerek (Yıldız, 2016) malzemelerin kopmasına ya da kırılmasına neden olduğu için güvenlik açısından çok tehlikelidir. Bu nedenle uçak, köprü, araç ve makine gibi yapılarda değişken gerilmelere maruz kalan parçalara yorulma analizi yapılarak, bu parçaların ömrü boyunca ne kadar kullanılabileceği ile ilgili sonuçlara ulaşılabilir. Yorulma analizi dışında malzemelerin yorulma davranışlarını ölçen test cihazları vardır. Bu test cihazlarında malzemeye normalde karşılaşacağına benzer periyotlarda çekme ve basma gerilmeleri uygulanmaktadır. Fakat her durumda test yapmak mümkün değildir ve bu testler süre olarak oldukça zaman alabilmektedir (Keten, 2020). Öncelikle parçalara yorulma analizi yapmak daha doğru olacaktır.

Şekil 2.23.' de literatür taramasında elde ettiğimiz yorulma analizi uygulanmış örnek bir parça verilmiştir. Keten (2020) yapmış olduğu çalışmada, değişken yükler altında sürekli gerilmelere maruz kalan direksiyon mafsalına HyperMesh programı kullanarak yorulma analizi uygulamıştır. Çalışmada, direksiyon mafsalının maruz kaldığı bu gerilmeler akma dayanımı altında olsa bile sürekli olduğu için yorulma sonucu hasara neden olacağından mevcut tasarımın nerelerden hasar alabileceği incelenmiştir. Yorulma analizi sonuçlarında amortisörün ve alt salıncağın bağlandığı noktalarda hasara oluşabileceği görülmüştür. Yorulma ömrü açısından sonuçlar incelendiğinde ise direksiyon mafsalının üzerine bağlı bileşenlerin birleşim köşelerinde ömür diğer bölgelere göre daha düşük çıkmıştır.

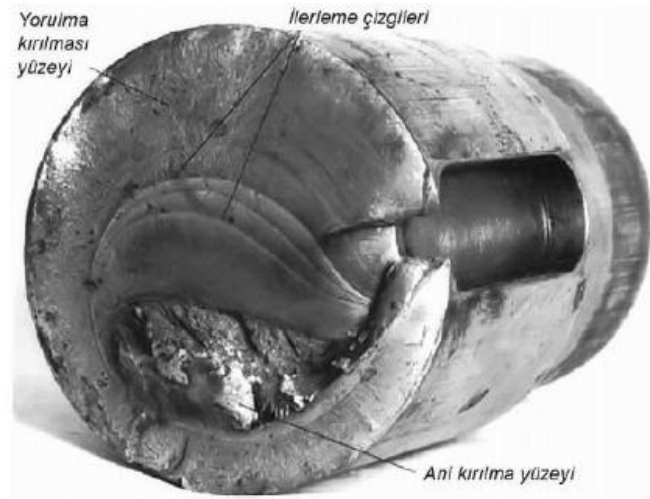


Şekil 2.23. Direksiyon mafsalı yorulma analizi sonuçları (Keten, 2020)

2.8.3. Yorulma hasarının oluşum süreci

Yorulma nedeniyle meydana gelen kopmalar, yüksek gerilmelerin olduğu mikroskobik çatlak bölgelerinde oluşan plastik deformasyonlar ile başlamaktadır (Konez ve diğ., 2018). Yorulma çatlakları çok büyük bir olasılıkla parça yüzeylerinde meydana gelmektedir. Yorulmaya bağlı olarak oluşan bu çatlaklar, çentik etkisi ortaya çıkaracağından gerilme artışına sebep olacaktır. Çatlak bölgesinde oluşan yüksek gerilme yığılmaları, çatlağın hızla ilerlemesine ve büyümesine neden olacaktır (Daysal, 2019). Çatlak ilerledikçe de parçanın kesit ölçüsü sürekli küçüleceğinden, maruz kalınan gerilme değerleri de git gide artacaktır. Parça uygulanan yüke mukavemet gösteremeyecek duruma geldiğinde ise yorulma kopması ya da yorulma kırılması adı verilen olay yaşanacaktır. Şekil 2.24.' de bir milde yaşanan yorulma hasarının görüntüsü verilmiştir.

Yorulmaya başlayan bir parçanın, yorulma durumunun asla son bulmayacağı bilinmelidir. Sistem ne kadar çalışmadan beklese bile çalışmaya başladığı zaman tekrar yorulma kaldığı yerden devam edecektir (Yıldız, 2019). Ayrıca yorulma olayı sadece dinamik yükler altında değişken gerilmelere maruz kalan malzemelerde gerçekleşmez. Bazı durumlarda etki eden yükler statik olsa bile malzemelerin kesitlerinde oluşan gerilmeler değişken olabilir (Düzcan, 2019). Bu olay için şaftlar örnek olarak gösterilebilir. Şaftlara etki eden yükler statiktir. Fakat statik yüklerden dolayı oluşan gerilmeler ise dinamiktir.



Şekil 2.24. Bir milde oluşan tipik yorulma hasarı (Daysal, 2019)

2.8.4. Yorulma dayanımını etkileyen faktörler

Yorulma dayanımını etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Bu parametreler genel olarak parça geometrisi, malzeme mikroyapısı, yük dağılımı, üretim süreci ve çevresel etkilerle ilgilidir. Yorulma dayanımına etki eden parametreler aşağıda gruplar halinde verilmiştir. Bunlar;

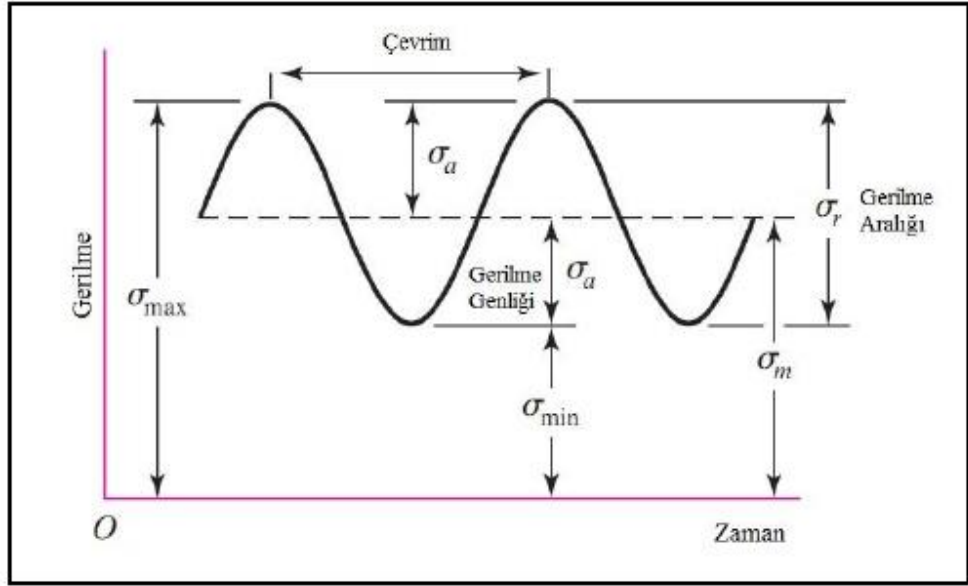
- **Parça Geometrisi:** Parça Boyutları, Gerilme Yığılımları, Birleştirme (Kaynak)
- **Malzeme Mikroyapısı:** Tane Boyutu ve Malzeme İçyapısı
- **Yük Dağılımı:** Gerilme Türü, Ortalama Gerilme, Gerilme Genliği, Gerilme Oranı ve Çevrim Sayısı
- **Üretim Süreci:** İmalat ve Yüzey Şartları
- **Çevresel Etkiler:** Sıcaklık ve Korozyon

Parça geometrisinde yer alan delikler, kama yuvaları, keskin köşeler ve vida dişileri yorulma dayanımı açısından zayıf bölgelerdir. Bu bölgeler her zaman geometrik olarak gerilme değerini yükseltici bir etkiye sahiptir (Konez ve diğ., 2018). Özellikle gerilme yığılmasını arttıracak olan yapısal düzensizliklerden ve keskin köşelerin oluşmasına neden olan ani kesit değişikliklerinden kaçınmak gerekmektedir (“Yorulma Dayanımına Etki Eden Faktörler”, 2018). Kaynaklama gibi birleştirme işlemleri sonucunda ortaya çıkacak kaynak hataları ve diğer geometrik süreksizlikler de gerilme

yığılmalarının oluşmasına ve çatlak başlangıcına yol açacağından yorulma dayanımını olumsuz yönde etkilemektedir. Ayrıca parça boyutları da yorulma dayanımı üzerinde etkilidir. Parça boyutlarının olması gerekenden daha büyük olması iç yapıda ve yüzeyinde bulunan ya da bulunabilecek hataların sayısını arttıracaktır ve bu hatalar yorulmaya karşı olan direnci azaltacaktır (Yıldız, 2019).

Malzeme mikro yapılarının da yorulma dayanımı üzerinde etkileri mevcuttur. Tane boyutlarının küçülmesi malzemenin hem çekme gerilemesine karşı hem de yorulmaya karşı olan dayanımını arttırmaktadır (Yıldız, 2019). Malzemenin kimyasal bileşiminin yorulma dayanımı üzerindeki etkisi ise yaklaşık olarak yine tane boyutunda olduğu gibi çekme dayanımına olan etkisiyle orantılıdır. Dolayısıyla malzeme yapısında bulunan alaşım elementleri malzemenin hem statik çekme dayanımını artırır hem de yorulma dayanımını arttırmaktadır (“Yorulma Dayanımına Etki Eden Faktörler”, 2018). Bunların dışında malzeme içerisinde genellikle hata olarak tanımlanan kalıntıların da yorulma dayanımı üzerinde etkileri vardır. Bu kalıntılar gerilme yığılmalarına sebep olarak yapının mukavemetini dolayısıyla da yorulma dayanımını ve yorulma ömrünü azaltmaktadır (“Yorulma Dayanımına Etki Eden Faktörler”, 2018).

Parçalar üzerine uygulanan gerilme türlerinin de yorulma dayanımına etkisi vardır. Genellikle eksenel gerilme ile düzlemsel eğme gerilmelerinin uygulandığı durumlarda birbirine çok yakın sonuçlar elde edilmektedir. Burma gerilmelerinin uygulandığı durumlarda ise sonuçlar farklıdır. Gerilme türleri dışında ortalama gerilme, gerilme genliği ve gerilme oranının da yorulma dayanımı üzerinde önemli etkileri vardır. Ortalama gerilme değeri arttıkça malzemenin belirli bir çevrim sayısı için dayanabileceği gerilme genliği azalmaktadır. Gerilme oranı arttıkça malzemenin belirli bir çevrim sayısı için dayanabileceği gerilim genliği azalmaktadır. (“Yorulma Dayanımına Etki Eden Faktörler”, 2018). Gerilme genliği (σ_a), periyodik olarak değişen gerilme değerlerinin maksimum değeri ile minimum değeri arasındaki farkın yarısına eşittir. Gerilme oranı (R), değişken gerilme durumunda minimum gerilme değerinin, maksimum gerilme değerine oranıdır. Ortalama gerilme (σ_m) ise maksimum ve minimum gerilme değerlerinin aritmetik ortalamasıdır. Şekil 2.25.' de yorulma deneyi ile ilgili gerilme - zaman grafiği verilmiş ve grafik üzerinde maksimum gerilme, minimum gerilme, ortalama gerilme ve gerilme genliği gösterilmiştir.



Şekil 2.25. Gerilme - Zaman grafiği (Sabırlı, 2012)

Üretim sürecinde ya da üretim sonrası parça yüzeylerinde oluşan küçük çizik ve yiv gibi izler çentik etkisi yaratarak yorulma ömrünün azalmasına ve düşük gerilmelerde bile parçaların yorulma hasarına uğramasına sebep olmaktadır (“Yorulma Dayanımına Etki Eden Faktörler”, 2018). Yorulma hasarının yüzeyden başlaması nedeni ile yüzey kalitesini iyileştirerek, yüzey pürüzlülüğünü ortadan kaldıracak parlatma gibi işlemler uygulanıp, parçaların yorulmaya karşı olan dirençlerinin artırılması gerekmektedir.

Çevresel etki olarak sıcaklığın ve korozyonun yorulma dayanımı üzerinde etkileri mevcuttur. Yorulma dayanımı, sıcaklık ile ters orantılıdır ve parçaların veya ortamın sıcaklığı arttıkça yorulma dayanımı azalmaktadır (Yıldız, 2019). Korozyon ise parça yüzeylerinde çukurlar oluşturarak, yüzey kalitesinin bozulmasına neden olmaktadır. Bu çukurlar çentik ya da çatlak gibi etki ederek yorulma ömrünü düşürmektedir (“Yorulma Ömrünü Etkileyen Çevresel ve Geometrik Faktörler”, 2022).

2.8.5. Yorulma ömrünün belirlenmesinde kullanılan yöntemler

Literatürde malzemelerin yorulma ömrünü hesaplamada kullanılan üç temel yöntem yer almaktadır. Bu yöntemler farklı ihtiyaçlar doğrultusunda ayrı koşullar için geliştirilmiştir. Dolayısıyla aynı probleme uygulandığında çoğunlukla farklı sonuçlar

ortaya çıkmaktadır (Yıldız, 2016). Bu nedenle bir malzemenin yorulma ömrünün hesaplanması için tercih edilecek yöntem sonuçların sağlıklı olması açısından önemlidir. Bu yöntemler;

- Gerilme - Ömür (S-N) Yöntemi / (Stress - Life Method)
- Gerinim - Ömür (ϵ -N) Yöntemi / (Strain - Life Method)
- Kırılma Mekaniği Yöntemi / (Fracture Mechanics Method)

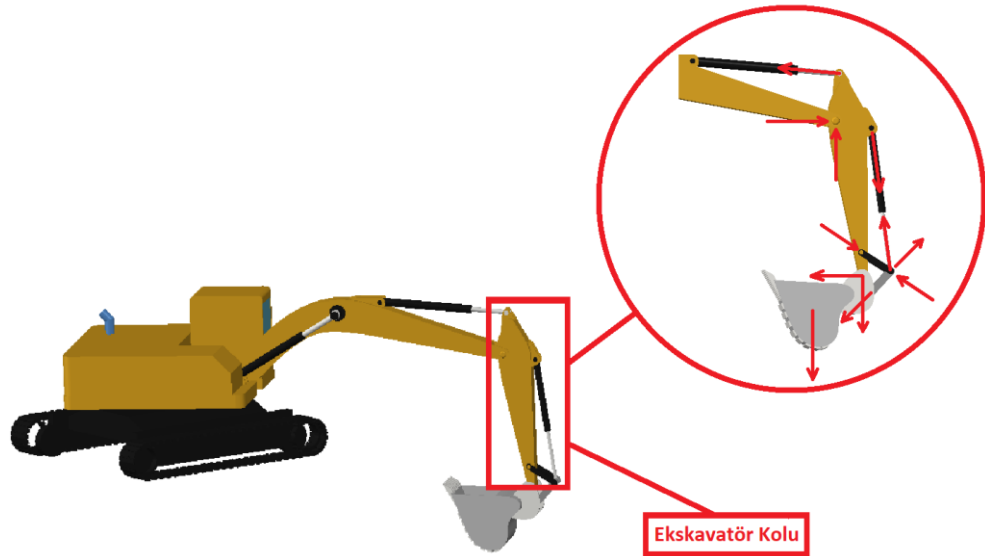
Gerilme - Ömür Yöntemi Fransa'nın Versailles şehrinde 1842 yılında meydana gelen tren kazasından çıkarılan sonuçlar doğrultusunda August Wöhler tarafından geliştirilmiştir. Çarpışma sonrası tren lokomotifinin aksı maruz kaldığı düşük miktardaki tekrarlı gerilmeler nedeniyle kırılmıştır. Wöhler tren hareket halindeyken aks üzerine etki eden tekrarlı yüklerin, aynı şekil aks üzerine yüklenmesi sağlayarak test işlemleri yapabileceği bir cihaz geliştirmiştir. Bu cihaz ile aks üzerinde hasar meydana gelene kadar oluşan çevrim sayısını gösteren bir grafik elde etmiştir. Bu grafik üzerinde elde edilen eğrilere de Wöhler Eğrileri adı verilmiştir (Keten, 2020). Wöhler Eğrileri ya da S-N eğrileri bir malzemenin hasara uğradığı çevrim sayısına karşılık gelen gerilme genliğinin büyüklüğünü göstermektedir (Tekdemir, 2022). Bu grafiklerde " S " gerilme genliğini, " N " ise çevrim sayısını ifade etmektedir. Gerilme - Ömür Yöntemi çatlak başlangıcı ya da çatlak ilerleyişini kapsamaz, genel kesit ve lokal elastik gerilmeyi toplam ömürle ilişkilendirir.

Gerinim - Ömür Yöntemi 1950' li yılların sonlarına doğru keşfedilip yapıların yorulma ömürlerinin tespitinde efektif olarak kullanılmıştır (Sabırlı, 2012). Bu yöntem malzemelerin sadece elastik gerinime uğradığı yüklerde değil aynı zamanda malzemelerin plastik gerinime uğradığı tekrarlı yükleme durumlarında da ömür hesabı yapmak için kullanılmaktadır (Keten, 2020). Gerinme - Ömür Yöntemi lokal gerinim değeri ile çatlak başlangıcı arasında ilişki kurulmaktadır. Kırılma Mekaniği Yönteminde ise çatlak başlangıcıyla değil de, çatlak ilerlemesiyle ilgilenilmektedir. Çatlak oluşumu gözlemlenmiş ya da öncesinde oluştuğu varsayılan yapılarda kullanılmaktadır (Yıldız, 2016).

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada, Şekil 3.1.' de verilen ekskavatörün kolu incelenmiştir. Ekskavatörün belirlenen değerdeki yükü kaldırması durumunda ekskavatör kolu üzerinde kaldırılan yükü bağlı olarak oluşabilecek kuvvetlerin değerlerinin bulunması, bu kuvvetler doğrultusunda da ekskavatör koluna optimizasyon işlemleri uygulayarak, ekskavatör kolunun ağırlığının azaltılması ve optimizasyon yöntemlerinin ağırlık azaltma işlemlerindeki etkilerinin gösterilmesi amaçlanmıştır.

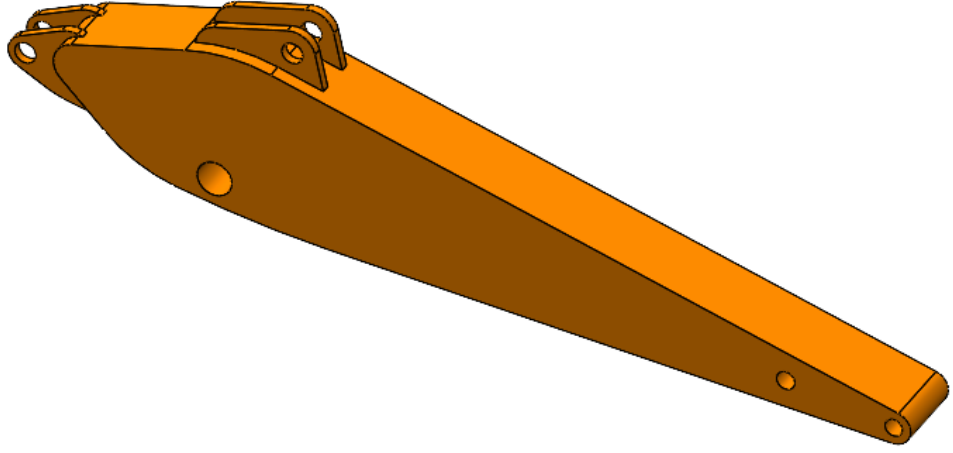
Belirlenen hedefler doğrultusunda çalışmanın ilk aşamasında SolidWorks tasarım programı kullanılarak çalışmada kullanacağımız ekskavatör parçalarının tasarımları yapılmıştır. Tasarım işlemlerinden sonra ekskavatörün 1000 kg değerindeki bir yükü kaldırması durumunda, ekskavatör kolu üzerinde kaldırılan yüke bağlı olarak oluşabilecek kuvvetler hesaplanmıştır. İkinci aşamada ekskavatör koluna hesaplanan kuvvetler doğrultusunda lineer statik analiz uygulanarak, ekskavatör kolu üzerinde oluşan gerilme ve yer değiştirme değerleri tespit edilmiştir. Üçüncü aşamada ise ekskavatör koluna, kütleyi minimize etmek ve uygulanan kuvvet değerleri altında uygun malzeme yoğunluk dağılımını bulmak için belirlenen amaç ve kısıtlara bağlı kalarak topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucuna göre ekskavatör kolu üzerinde malzeme boşatılabilecek alanlar belirlenmiştir.



Şekil 3.1. Ekskavatör ve ekskavatör kolu

3.1. Ekskavatör Kolunun Katı Modelinin Oluşturulması

Bu çalışmada incelemek için örnek olarak ele aldığımız ekskavatör kolunun üç boyutlu görünümü Şekil 3.2.' de verilmiştir. Ekskavatör kolunun katı modelinin oluşturulması için SolidWorks tasarım programı kullanılmıştır



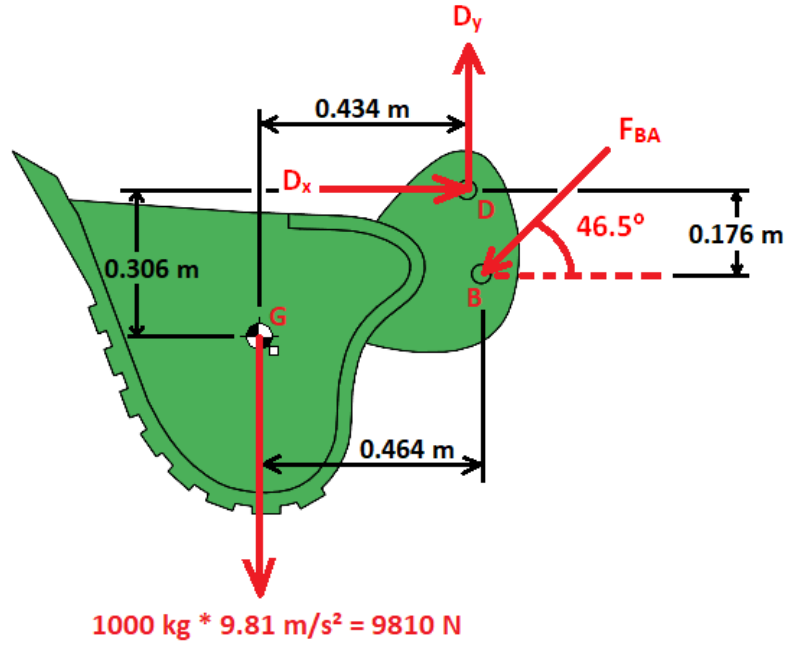
Şekil 3.2. Çalışmada örnek olarak incelenen ekskavatör kolu

3.2. Ekskavatör Kolu Üzerinde Oluşabilecek Kuvvetlerin Hesaplanması

Ekskavatörün belirlenen bir değerdeki yükü kaldırması durumunda kepçe ve kol parçaları üzerinde kaldırılan yüke bağlı olarak oluşabilecek kuvvetler belirlenmiş ve serbest cisim diyagramları çıkartılmıştır. Kepçe ve kol parçalarının serbest cisim diyagramları Şekil 3.3. ve Şekil 3.4.' de verilmiştir. Yük seçiminde ekskavatör kolunun akma dayanımı açısından emniyetli olmasına ve parçaların üzerine etki eden kuvvetlerin statik denge denklemlerinden hesaplanabilmesi için ekskavatörün yükü kaldırma anında statik denge durumunda olmasına dikkat edilmiştir. Belirtilen şartların sağlanabilmesi için yapılan araştırma ve değerlendirmeler sonucunda 1000 kg' lik yükün çalışma için uygun olacağına karar verilmiştir.

Ekskavatörün belirlenen yükü kaldırması sonucu kepçe ve kol parçaları üzerinde kaldırılan yüke bağlı olarak oluşacak kuvvetlerin değerlerinin hesaplanması adımına geçilmiş ve hesaplama işlemlerine ekskavatör koluyla, kepçenin birleşim noktasında oluşan kuvvetleri bulmak için kepçe parçası üzerinde oluşan kuvvetlerin bulunmasıyla başlanmıştır. Yükün oluşturduğu kuvvetin geleceği ağırlık merkezi noktası, parçalar

üzerinde diğer oluşabilecek kuvvetlerin birbirine olan uzaklık ve açı değerleri SolidWorks tasarım programı yardımıyla oluşturulan katı modellerin üzerinden alınmıştır.



Şekil 3.3. Ekskavatörün kepçesinin serbest cisim diyagramı

Ekskavatörün kepçe parçası için Şekil 3.3.' de verilen serbest cisim diyagramı (SCD) kullanılarak, 3.1, 3.4 ve 3.7' deki statik denge denklemlerinden ekskavatör koluyla, kepçenin birleşim noktasında oluşan D_x ve D_y kuvvetlerinin değerleri bulunmuştur. Kuvvetler bulunurken yapılan işlemler aşağıda verilmiştir.

$$+ \curvearrowright \sum M_D = 0 \quad (3.1)$$

$$F_{BA} * \cos(46.5) * (0.176\text{m}) + F_{BA} * \sin(46.5) * (0.03\text{m}) - 9810 * (0.434\text{m}) = 0 \quad (3.2)$$

$$F_{BA} = 29791.42 \text{ N} \quad (3.3)$$

$$\rightarrow + \sum F_x = 0 \quad (3.4)$$

$$D_x - F_{BA} * \cos(46.5) = 0 \quad (3.5)$$

$$D_x = 20507.06 \text{ N} \quad (3.6)$$

$$\begin{matrix} + \\ \uparrow \end{matrix} \sum F_y = 0 \quad (3.7)$$

$$D_y - 9810 - F_{BA} * \sin(46.5) = 0 \quad (3.8)$$

$$D_y = 31419.93 \text{ N} \quad (3.9)$$

Ekskavatör kolu üzerinde oluşan kuvvetlerin değerlerini bulmak için Şekil 3.4.' de verilen ekskavatör kolunun serbest cisim diyagramı kullanılarak, 3.10, 3.13, 3.16, 3.19 ve 3.22' deki denge denklemleri yardımıyla 5 adet bilinmeyen kuvvet olduğu için 5 adet denklem elde edilmiştir.

$$\rightarrow + \sum F_x = 0 \quad (3.10)$$

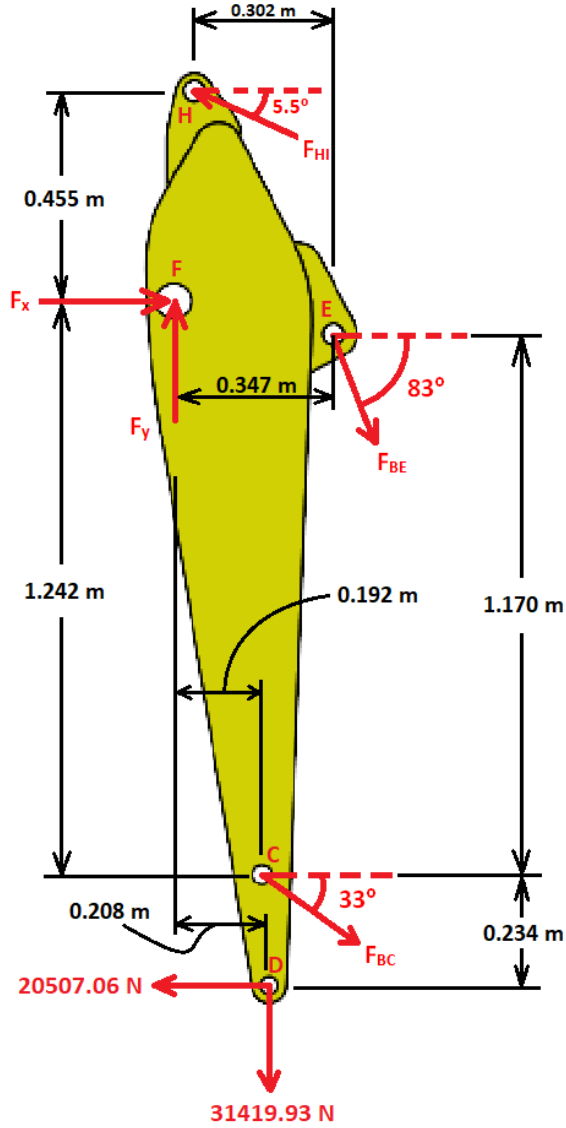
$$\begin{aligned} -F_{HI} * \cos(5.5) + F_x + F_{BE} * \cos(83) + F_{BC} * \cos(33) \\ -20507.06 = 0 \end{aligned} \quad (3.11)$$

$$F_x + (0.839) * F_{BC} + (0.122) * F_{BE} - (0.9954) * F_{HI} = 20507.06 \quad (3.12)$$

$$\begin{matrix} + \\ \uparrow \end{matrix} \sum F_y = 0 \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} F_{HI} * \sin(-5.5) + F_y - F_{BE} * \sin(-83) - F_{BC} * \sin(-33) \\ -31419.93 = 0 \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$F_y + (0.545) * F_{BC} + (0.9926) * F_{BE} - (0.096) * F_{HI} = 31419.93 \quad (3.15)$$



Şekil 3.4. Ekskavatör kolunun serbest cisim diyagramı

$$+ \curvearrowright \sum M_F = 0 \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} & F_{HI} * \sin(5.5) * (0.045\text{m}) - F_{HI} * \cos(5.5) * (0.455\text{m}) - F_{BE} * \sin(83) \\ & * (0.347\text{m}) - F_{BE} * \cos(83) * (0.072\text{m}) - F_{BC} * \cos(33) * (1.242\text{m}) \\ & - F_{BC} * \sin(33) * (0.192\text{m}) + 20507.06 * (1.476\text{m}) + 31419.93 \\ & * (0.208\text{m}) = 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$(1.1462) * F_{BC} + (0.3532) * F_{BE} + (0.4486) * F_{HI} = 36803.77 \quad (3.18)$$

$$+ \sum M_H = 0 \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} &F_y * (0.045m) - F_x * (0.455m) - F_{BE} * \cos(83) * (0.527m) - F_{BE} \\ &* \sin(83) * (0.302m) - F_{BC} * \cos(33) * (1.697m) - F_{BC} * \sin(33) \\ &* (0.147m) + 20507.06 * (1.931m) + 31419.93 * (0.163m) = 0 \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} &(0.455m) * F_x - (0.045m) * F_y + (1.5033) * F_{BC} \\ &+ (0.364) * F_{BE} = 44720.58 \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$+ \sum M_E = 0 \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} &-F_{HI} * \sin(5.5) * (0.302m) - F_{HI} * \cos(5.5) * (0.527m) + F_y * (0.347m) \\ &+ F_x * (0.072m) - F_{BC} * \cos(33) * (1.170m) + F_{BC} * \sin(33) * (0.155m) \\ &+ 20507.06 * (1.404m) - 31419.93 * (0.139m) = 0 \end{aligned} \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned} &-(0.072m) * F_x - (0.347m) * F_y + (0.8968) * F_{BC} \\ &+ (0.5535) * F_{HI} = 24424.54 \end{aligned} \quad (3.24)$$

Elde edilen 3.12, 3.15, 3.18, 3.21 ve 3.24' deki denklemlerde F_x , F_y , F_{BC} , F_{BE} ve F_{HI} yerine sırasıyla a, b, c, d ve e yazılmıştır. Bilinmeyen kuvvetlerin değerlerini bulmak için denklemler matris formuna dönüştürülmüştür. Denklemlerin düzenlenmiş hali ve matris formuna dönüştürülmüş hali 3.30' da verilmiştir.

$$a + (0.839) * c + (0.122) * d - (0.9954) * e = 20507.06 \quad (3.25)$$

$$b + (0.545) * c + (0.9926) * d - (0.096) * e = 31419.93 \quad (3.26)$$

$$(1.1462) * c + (0.3532) * d + (0.4486) * e = 36803.77 \quad (3.27)$$

$$(0.455m) * a - (0.045m) * b + (1.5033) * c + (0.364) * d = 44720.58 \quad (3.28)$$

$$-(0.072m) * a - (0.347m) * b + (0.8968) * c + (0.5535) * e = 24424.54 \quad (3.29)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0.839 & 0.122 & -0.9954 \\ 0 & 1 & 0.545 & 0.9926 & -0.096 \\ 0 & 0 & 1.1462 & 0.3532 & 0.4486 \\ 0.455 & -0.045 & 1.5033 & 0.364 & 0 \\ -0.072 & -0.347 & 0.8968 & 0 & 0.5535 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 20507.06 \\ 31419.93 \\ 36803.77 \\ 44720.58 \\ 24424.54 \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

Yapılan işlemlerin sonucunda elde edilen denklemlerden oluşturulan matris Matlab programında yazılan Gauss Eliminasyon Yöntemi kodu yardımıyla çözdürülmüş ve ekskavatörün belirlenen yükü kaldırması sonucu ekskavatör kolu üzerinde kaldırılan yüke bağlı olarak oluşan kuvvetlerin değerleri bulunmuştur. Matlab' da yazılan Gauss Eliminasyon Yöntemi kodu Şekil 3.5.' de verilmiştir

```

1 - clear all;
2 - clear;
3 - close all;
4
5 - a=[1 0 0.839 0.122 -0.9954; 0 1 0.545 0.9926 -0.096;
6       0 0 1.1462 0.3532 0.4486; 0.455 -0.045 1.5033 0.364 0;
7       -0.072 -0.347 0.8968 0 0.5535]
8 - b=[20507.06; 31419.93; 36803.77; 44720.58; 24424.54]
9 - n=size(a,1)
10 - aa=[a b]
11
12 - for i=1:n-1
13 -     aa(i,:)=aa(i,:)/aa(i,i);
14 -     for j=i+1:n
15 -         aa(j,:)=aa(j,:)-(aa(i,:)*aa(j,i))/aa(i,i);
16 -     end
17 - end
18 - aa(n,:)=aa(n,:)/aa(n,n);
19 - bb=aa(:,n+1);
20 - aa
21
22 - x(n)=bb(n);
23 - for i=(n-1):-1:1
24 -     for j=i+1:n
25 -         m=aa(i,j)*x(j);
26 -         bb(i)=bb(i)-m;
27 -     end
28 -     x(i)=bb(i)/aa(i,i);
29 - end
30 - x

```

Şekil 3.5. Matlab Gauss Eliminasyon Yöntemi kodu

Matlab' da yazılan Gauss Eliminasyon Yöntemi kodunun çözümü yapıldığından ekskavatör kolu üzerinden kaldırılan yüke bağlı olarak oluşan kuvvetlerin değerleri için 3.31, 3.32, 3.33, 3.34 ve 3.35' deki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 3.6' da ekskavatör kolu üzerinde oluşan kuvvet dağılımı gösterilmiştir.

$$a = 0.5480 * 10^5 = F_x \quad (3.31)$$

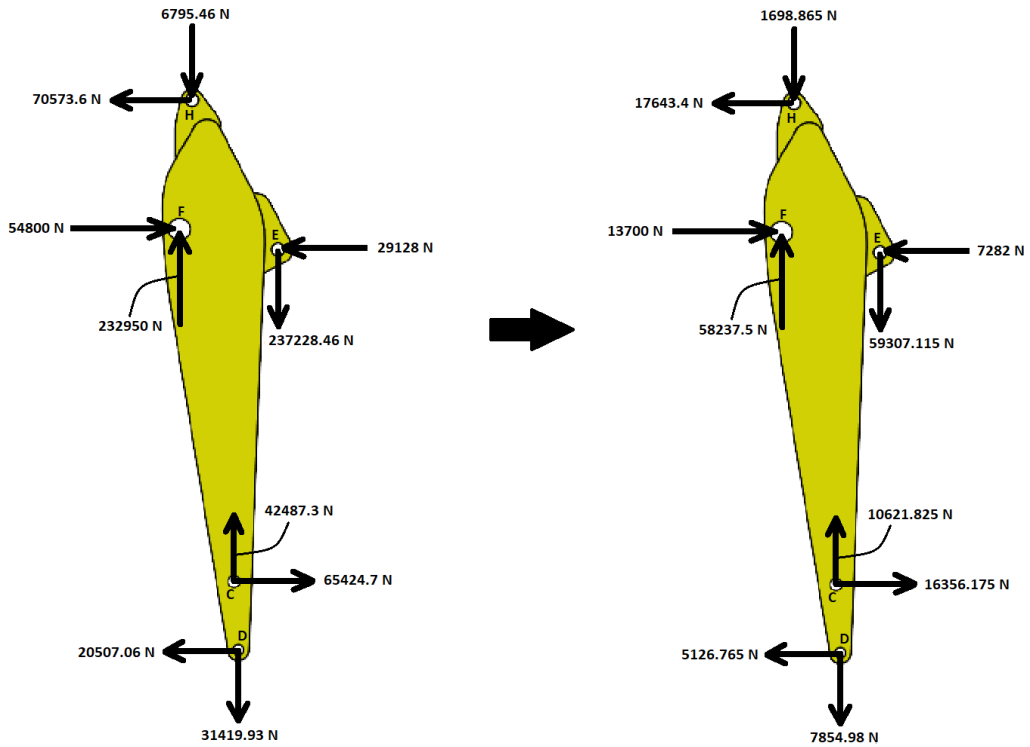
$$b = 2.3295 * 10^5 = F_y \quad (3.32)$$

$$c = 0.7801 * 10^5 = F_{BC} \quad (3.33)$$

$$d = -2.3901 * 10^5 = F_{BE} \quad (3.34)$$

$$e = 0.7090 * 10^5 = F_{HI} \quad (3.35)$$

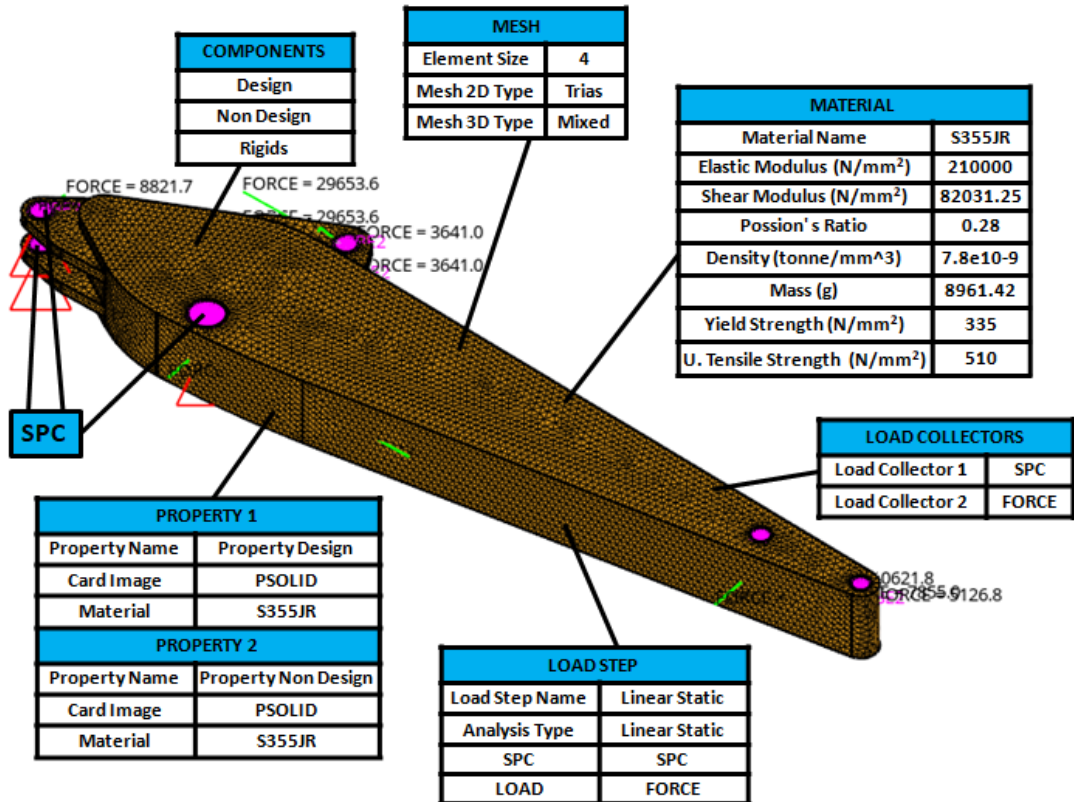
Ekskavatör kolu çok büyük olduğundan analiz ve optimizasyon süreleri uzun süreciği için ekskavatör kolunun ölçüleri 1/4 oranında küçültülmüştür. Ekskavatör koluna etki eden kuvvetlerde yine bu oranda azaltılmıştır.



Şekil 3.6. Ekskavatör kolu üzerinde oluşan kuvvetler

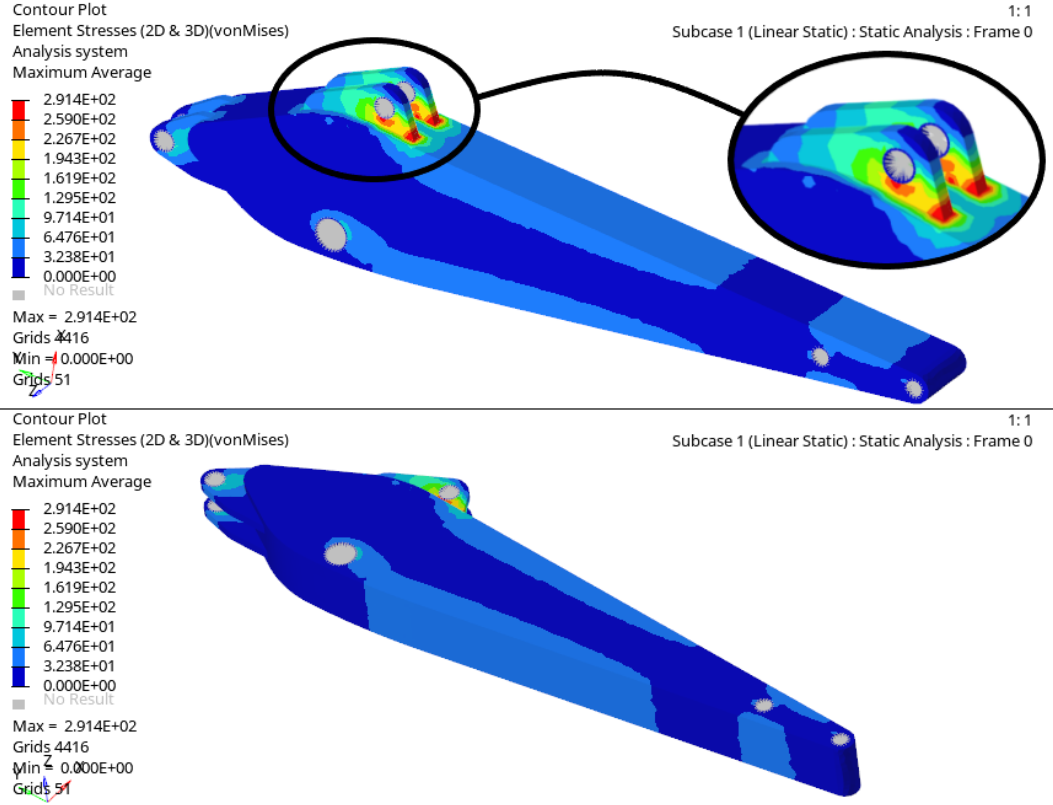
3.3. Ekskavatör Kolunun Lineer Statik Analizi

Ekskavatör koluna, elde edilen kuvvet değerleri doğrultusunda ikinci aşamada HyperMesh programı kullanılarak lineer statik analiz uygulanmıştır. Lineer statik analizde parça üzerinde yapılan tanımlamalar Şekil 3.7.' de verilmiştir. Mesh için Element Size değeri 4, Mesh 2D Type ve Mesh 3D Type olarak da sırasıyla Trias ve Mixed seçimleri yapılmıştır. Ekskavatör kolunun malzemesi için S355JR yapı çeliği tercih edilmiştir ve bu malzemeye ait özellikler Şekil 3.7. üzerinde verilmiştir. Parçanın ağırlığı HyperMesh programından yararlanarak ölçülmüş ve 8961,42 g olarak bulunmuştur. Design ve Non Design bölgeler için property atama işlemleri yapılmıştır. Sabitleme noktalarının seçimi Şekil 3.7.' de gösterilmiştir. Ekskavatör kolu üzerinde oluşan tüm kuvvetler Şekil 3.6.' da verildiği gibi uygulanmıştır. Load Step açılarak Analysis Type için Linear Static, SPC ve Load için de sabitleme ve kuvvet verilerini içeren Load Collectors' ların seçimleri yapılmıştır.

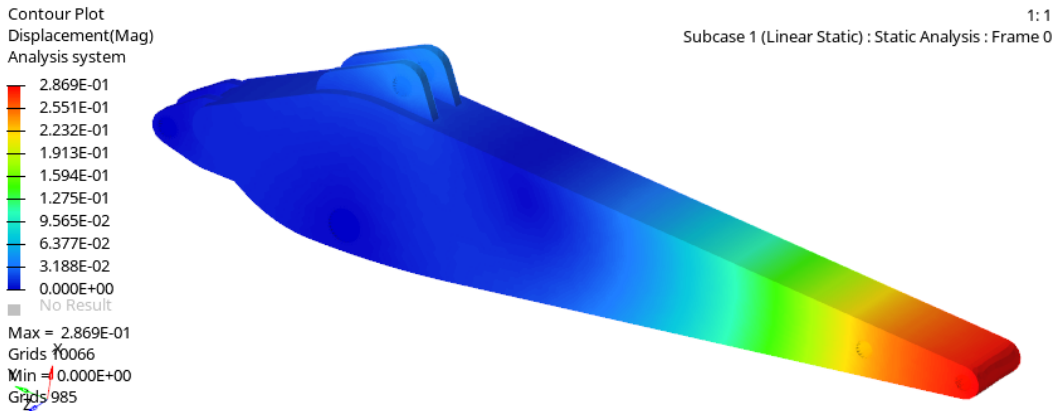


Şekil 3.7. Ekskavatör kolunun lineer statik analizi için yapılan tanımlamalar

Lineer statik analiz, Optistruct' dan çözdürüldüğünde Şekil 3.8. ve Şekil 3.9.' da verilen sonuçlar elde edilmiştir. Lineer statik analizden çıkan sonuçlara göre ekskavatör kolu üzerinde oluşan max. gerilme 291,4 MPa ve max. yer değiştirme 0,2869 mm olarak tespit edilmiştir.



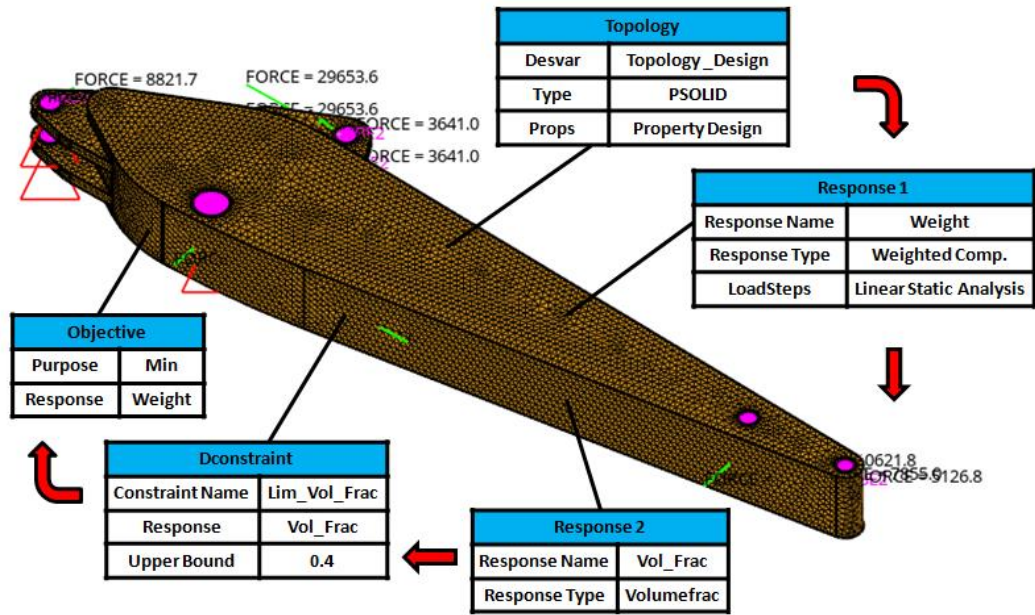
Şekil 3.8. Lineer statik analiz von mises gerilme sonucu



Şekil 3.9. Lineer statik analiz yer değiştirme sonucu

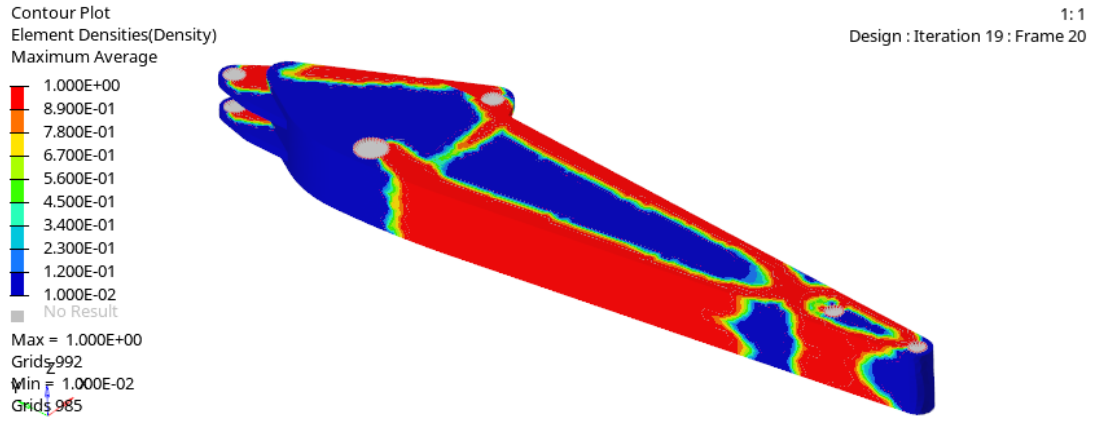
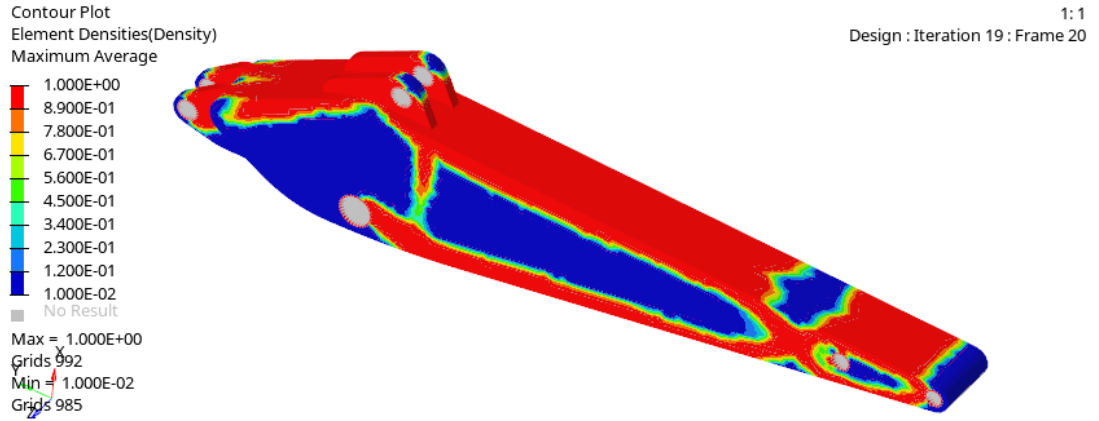
3.4. Ekskavatör Kolunun Topoloji Optimizasyonu

Ekskavatör koluna üçüncü aşamada topoloji optimizasyonu (TO) yapılmıştır. Topoloji optimizasyonunda ekskavatör koluna, lineer statik analizde yapılan işlemlere ek olarak Şekil 3.10.' da verilen işlem adımları uygulanmıştır. İlk olarak Topology bölümünde optimizasyona katılacak alanlar için tanımlanan Property ve Model Type için PSOLID (ekskavatör kolu solid bir parça olduğu için) seçimleri yapılarak topoloji optimizasyonu tanımlanmıştır. Responses bölümünde amaç ve kısıt fonksiyonları isimlendirilmiştir. Amaç fonksiyonu ağırlık (Weight) ve kısıt fonksiyonu ise hacim (Vol_Frac) olarak belirlenmiştir. Dconstraints bölümünde kısıt fonksiyonu için Upper Bound değeri 0.4 olarak seçilmiştir. Bu değer parçanın hacminin en fazla %60' ının boşaltılabileceğini belirtmektedir. Objective bölümünde ise kütlenin minimize edilmesi için seçim yapılmıştır.

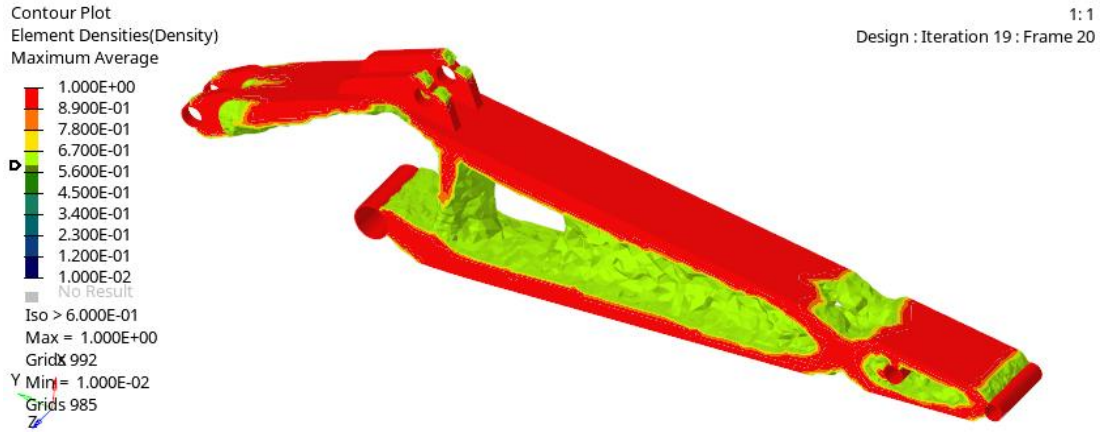


Şekil 3.10. Ekskavatör kolunun topoloji optimizasyonu için yapılan tanımlamalar

Topoloji optimizasyonu Optistruct' dan çözdürüldüğünde Şekil 3.11. ve Şekil 3.12.' de verilen sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 3.11.' de ekskavatör kolunun yoğunluk dağılımı verilmiştir. Şekil 3.12.' de ise yoğunluk dağılımına göre ekskavatör kolu üzerinde malzeme boşaltılabilecek alanlar gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Ekskavatör kolunun TO sonucu yoğunluk dağılımı



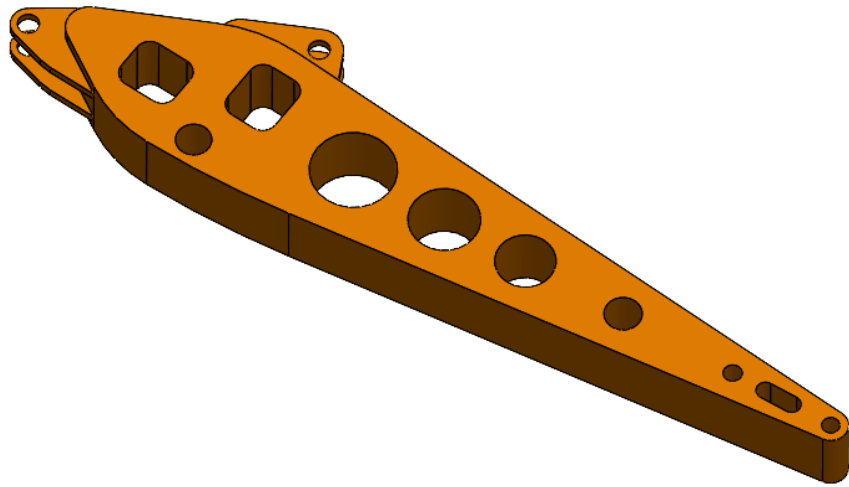
Şekil 3.12. Ekskavatör kolunun TO sonucuna göre malzeme boşatılabilecek alanları

4. BULGULAR

Ekskavatör kolu üzerinde oluşan kuvvetlerin değerlerinin bulunması, lineer statik analiz ve TO çalışmalarının tamamlanmasından sonra bu bölümde ekskavatör kolu için ağırlığı azaltılmış yeni tasarımlar oluşturulmaya başlanmıştır. İlk olarak üçüncü aşamada uygulanan TO sonucu ekskavatör kolu üzerinde belirlenen bölgelerde Solidworks programı kullanılarak malzeme boşaltma işlemleri yapılmış ve yeni ekskavatör kolu tasarımı oluşturulmuştur. Dördüncü aşamada TO sonucu oluşturulan tasarıma şekil optimizasyonu uygulanmış ve ekskavatör kolu üzerindeki boşaltmalar için optimum uzunluk ve yarıçap değerleri elde edilmiştir. Bu değerler ile ekskavatör kolu için en uygun tasarım oluşturulmuştur. Beşinci aşamada ise şekil optimizasyonu sonucu oluşturulan tasarıma yorulma analizi uygulanmış ve ekskavatör kolu için hasar ve ömür açısından daha dayanıklı ve daha emniyetli bir tasarım oluşturulmuştur.

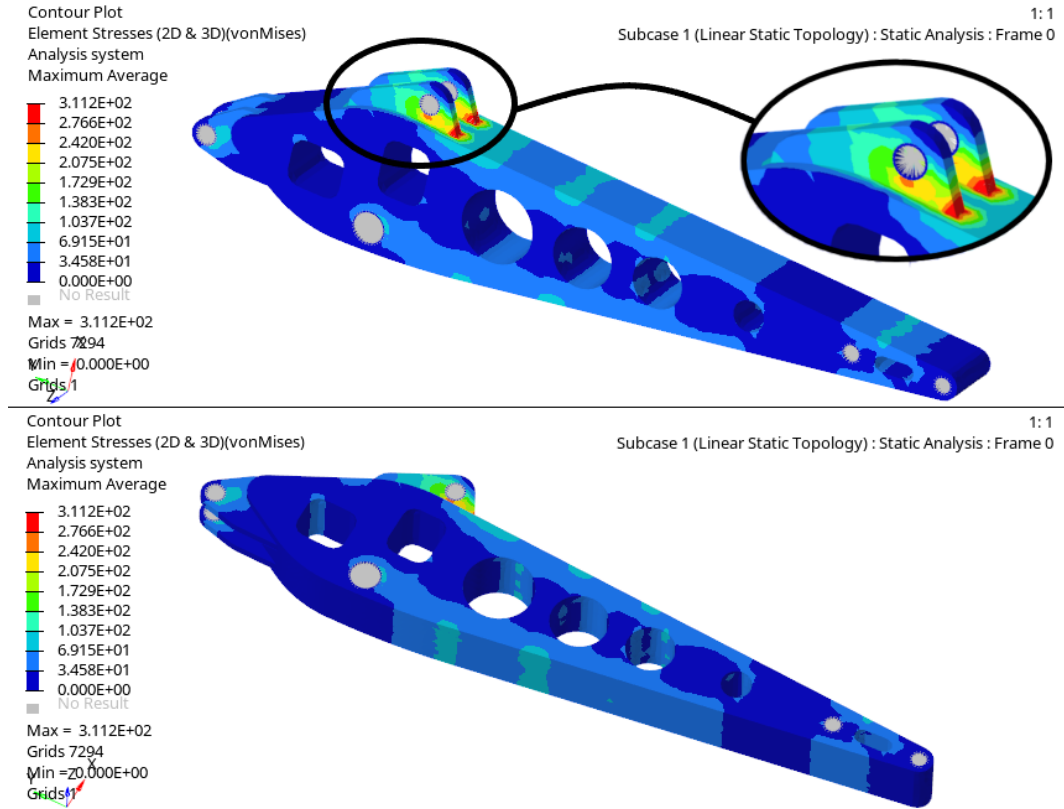
4.1. Topoloji Optimizasyonu Sonucu Yeni Tasarım ve Analiz

Ekskavatör koluna uygulanan TO sonucu elde edilen malzeme dağılımı incelenmiş ve ekskavatör kolu üzerinde malzeme boşaltılabilecek uygun bölgeler belirlenmiştir. SolidWorks programı kullanılarak ekskavatör kolu üzerinde belirlenen bölgelerde malzeme boşaltma işlemleri yapılmış ve ekskavatör kolu için yeni tasarım oluşturulmuştur. TO sonucu oluşturulan yeni tasarım Şekil 4.1.' de verilmiştir.

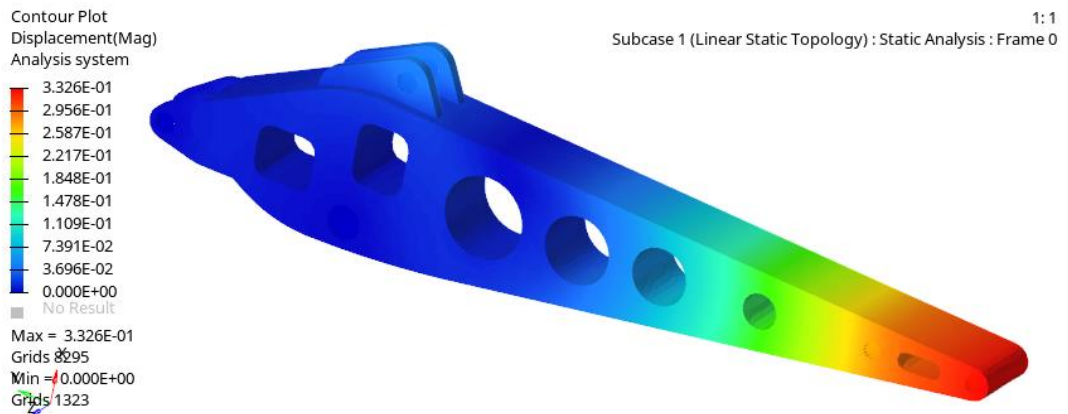


Şekil 4.1. TO sonucu oluşturulan yeni ekskavatör kolu tasarımı

Topoloji optimizasyonu sonucu oluşturulan yeni ekskavatör kolu tasarımına lineer statik analiz uygulanmıştır. Lineer statik analiz sonuçları Şekil 4.2. ve Şekil 4.3.' de verilmiştir. Analiz sonuçlarına göre yeni ekskavatör kolu tasarımı üzerinde oluşan max. gerilme 311,2 MPa ve max. yer değiştirme 0,3326 mm olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.2. Lineer statik analiz von mises gerilme sonucu



Şekil 4.3. Lineer statik analiz yer değiştirme sonucu

Ekskavatör kolunun ilk tasarımı ile topoloji optimizasyonu sonucu oluşturulan yeni tasarımının Çizelge 4.1.' de max. gerilme, max. yer değiştirme ve ağırlık değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre topoloji optimizasyonu sonucu oluşturulan yeni tasarım ile ekskavatör kolunun ağırlığı 8961,42 g' den 6941,48 g' e düşmüş ve 2019,94 g' lik ağırlık kazancı sağlanmıştır.

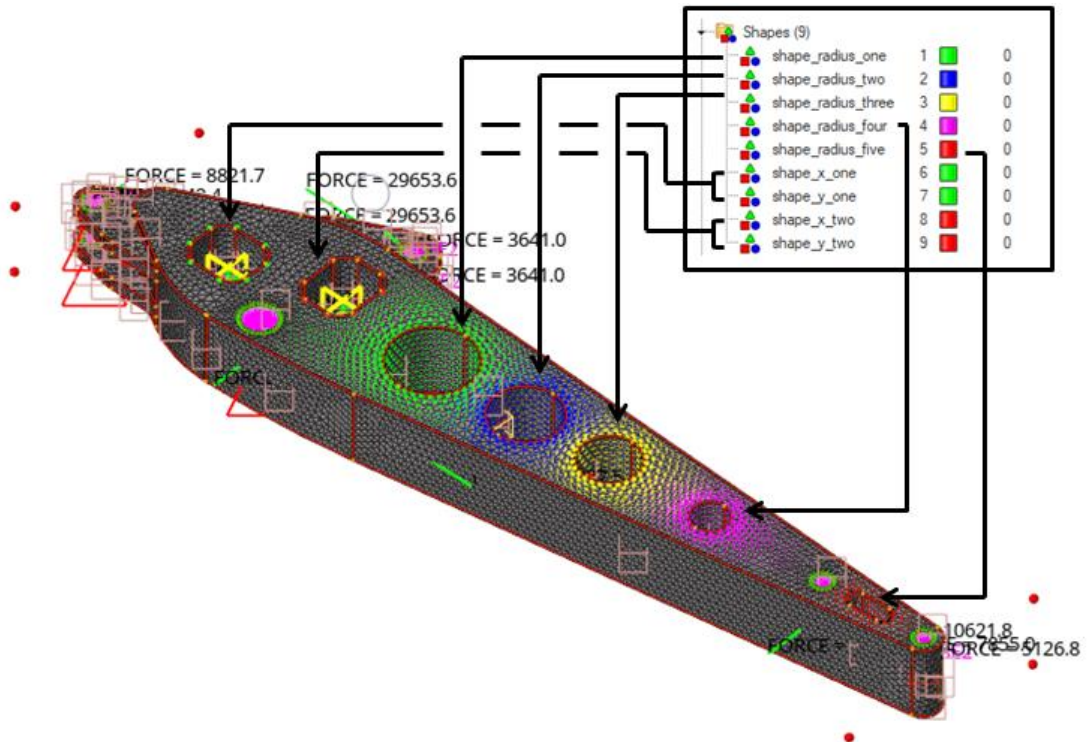
Çizelge 4.1. İlk tasarım ile TO sonucu oluşturulan yeni tasarımın karşılaştırılması

Tasarım Aşaması	Ağırlık (g)	Max. Gerilme (MPa)	Max. Yer Değiştirme (mm)	Ağırlık Kazancı (%)
Ana Model	8961,42	291,4	0,2869	-
Topoloji Optimizasyonu	6941,48	311,2	0,3326	+22,54

4.2. Ekskavatör Kolunun Şekil Optimizasyonu

TO sonucu oluşturulan ekskavatör kolu tasarımına genetik algoritma methodu kullanılarak şekil optimizasyonu uygulanmıştır. Şekil optimizasyonu, HyperMesh ve HyperStudy olmak üzere iki aşamadan oluşmaktadır. HyperMesh aşamasında, ekskavatör kolu üzerindeki boşaltmaların optimum uzunluk ve yarıçap değerlerini elde etmek için HyperStudy' de kullanılacak Shapes oluşturulmaktadır. Bunun için ilk olarak HyperMesh' de ekskavatör kolu üzerinde Domains ve Handles oluşturulmuştur. Sonrasında TO sonucuna göre ekskavatör kolu üzerinde ağırlık azaltmak amacıyla oluşturulan dört delik için alt sınır değeri -2 mm ve üst sınır değeri +2 mm olacak şekilde seçilerek yarıçapların belirlenen bu aralıkta hareket etmelerine izin verilmiştir. En büyük deliğin yarıçapı 23 mm' dir. Belirlenen alt ve üst sınır değerlerine göre bu deliğin yarıçapı 21 mm ile 25 mm arasında hareket edebilecektir. Diğer üç delik içinde yarıçaplarına uygun şekilde bu işlemler yapılmıştır. Bu deliklerin yarıçaplarının hareket edebileceği aralıklar ise Çizelge 4.2.' de verilmiştir. Ekskavatör kolu üzerindeki kanal boşaltma için alt sınır değeri -1 mm ve üst sınır değeri +1 mm olarak tercih edilmiştir. Kanalin yarıçapı 5 mm ' dir. Belirlenen sınır değerleri doğrultusunda HyperStudy' de tanımlanan kısıt değerlerine göre optimum yarıçap değerinin elde edilebilmesi için kanal yarıçapı 4 mm ile 6 mm arasında hareket edebilecektir.

Ekskavatör kolu üzerindeki dikdörtgen boşaltmalar için ilk olarak, tercih edilen sınır değerleri doğrultusunda enine ve boyuna hareketlerin simetrik olarak gerçekleşebilmesi için simetri eksenleri ve simetri düzlemleri oluşturulmuştur. X doğrultusunda tek yön (kenar uzunluğunun yarısı) için alt sınır değeri -2 mm ve üst sınır değeri +2 mm olacak şekilde seçilerek X doğrultusunda bu belirlenen sınır değerlerine göre hareket etmelerine izin verilmiştir. Aynı sınır değerleri Y doğrultusu içinde tanımlanmıştır. İlk dikdörtgenin X doğrultusundaki kenar uzunluğu 30 mm ve Y doğrultusundaki kenar uzunluğu ise 34 mm' dir. Dikdörtgenin kenar uzunlukları belirlenen alt ve üst sınır değerlerine göre X ve Y doğrultularında sırasıyla 26 mm ile 34 mm ve 30 mm ile 38 mm arasında hareket edebilecektir. Diğer dikdörtgenin X ve Y doğrultularındaki kenar uzunlukları ise sırasıyla 36 mm ve 30 mm' dir. Dikdörtgenin kenar uzunlukları belirlenen alt ve üst sınır değerlerine göre X ve Y doğrultularında sırasıyla 32 mm ile 40 mm ve 26 mm ile 34 mm arasında hareket edebilecektir. Şekil 4.4.' de ekskavatör koluna şekil optimizasyonu için HyperMesh aşamasında uygulanan işlemlerden sonra oluşan görüntü verilmiştir.



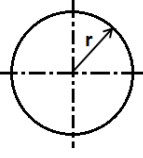
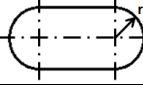
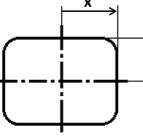
Şekil 4.4. Ekskavatör kolunun şekil optimizasyonu için oluşturulan Shapes

Şekil optimizasyonu için HyperMesh' de, ekskavatör kolu üzerindeki boşaltmaların tanımlanan alt ve üst sınır değerleri doğrultusunda hareket edebilecekleri uzunluk ve yarıçap değerlerini içeren Shapes oluşturulmasından sonra HyperStudy aşamasına geçilmiştir. HyperStudy aşamasında, HyperMesh' de oluşturulan Shapes kullanılarak tanımlanan amaç ve kısıt değerlerine göre ekskavatör kolu üzerindeki boşaltmalar için optimum uzunluk ve yarıçap değerleri elde edilmektedir. Bu değerler ile ekskavatör kolu için en uygun tasarımı oluşturulmaktadır.

HyperStudy Setup, DOE, Fit ve Optimization olmak üzere dört bölümden oluşmaktadır. Setup bölümde şekil optimizasyonun ilk aşamasında oluşturulan Shapes, HyperStudy' e aktarılmış ve bu Shapes bağlı olarak elde edilmek istenilen çıktılar oluşturulmuştur. Çalışma için elde edilmek istenilen çıktılar ağırlık, gerilme ve yer değiştirmedir. DOE bölümde, ekskavatör kolu üzerindeki boşaltmalar için tanımlanan alt ve üst değer aralıklarında 103 iterasyon oluşturulmuş ve bu iterasyonların her biri için ağırlık, gerilme ve yer değiştirme değerleri hesaplatılmıştır. Fit bölümümde, DOE' de her iterasyon için hesaplatılan ağırlık, gerilme ve yer değiştirme değerlerine uygun bir denklem oluşturmak amacıyla bir eğri uydurma yapılmıştır. Fit bölümde elde edilen denklemler Optimization bölümde kullanılacaktır. Optimization bölümde ise amaç fonksiyonu olan kütle için minimize ve kısıt fonksiyonları olan gerilme ve yer değiştirme için de sırasıyla $\leq 311,20$ MPa ve $\leq 0,3326$ mm değerleri tanımlanmıştır. Bu değerler, topoloji optimizasyonu sonucu oluşturulan tasarıma uygulanan lineer statik analizden elde edilen max. gerilme ve max. yer değiştirme sonuçlarıdır. Şekil optimizasyonu sonucu elde edilecek yeni tasarım üzerinde oluşacak max. gerilme ve max yer değiştirme değerlerinin, tanımlanan kısıt değerlerinin altında ve ya kısıt değerlerine yakın sonuçların bulunması amaçlanmıştır.

Şekil optimizasyonu için yapılması gereken işlemler tamamlanmış ve HyperStudy' de optimizasyonun çözümü yapılmıştır. Oluşturulan iterasyonlar arasından tanımlanan amaç ve kısıt değerlerine göre ekskavatör kolunun üzerindeki boşaltmalar için en uygun yarıçap ve uzunluk değerlerini veren iterasyon elde edilmiştir. Şekil optimizasyonundan elde edilen sonuçlar Çizelge 4.2.' de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Şekil optimizasyonu sonucu elde edilen optimum değerler

Shapes	Shape Simge	Boşaltmaların Hareket Aralıkları	Boşaltmaların Geometrik Şekilleri	Şekil Optimizasyon Sonucu Boşaltmaların Alt ve Üst Sınır Değerleri (mm)	Şekil Optimizasyonu Öncesi ve Sonrası Boşaltmaların Ölçüleri (mm)
radius_one	a	$21 \leq r_a \leq 25$		0,795	$r_a = 23 \Rightarrow r_a = 23,795$
radius_two	b	$17 \leq r_b \leq 21$		-0,048	$r_b = 19 \Rightarrow r_b = 18,952$
radius_three	c	$14 \leq r_c \leq 18$		0,615	$r_c = 16 \Rightarrow r_c = 15,385$
radius_four	d	$8 \leq r_d \leq 12$		2	$r_d = 10 \Rightarrow r_d = 12$
radius_five	e	$4 \leq r_e \leq 6$		1	$r_e = 5 \Rightarrow r_e = 6$
x_one	f	$13 \leq x_f \leq 17$		2	$x_f = 15 \Rightarrow x_f = 17$
y_one	f	$15 \leq y_f \leq 19$		2	$y_f = 17 \Rightarrow y_f = 19$
x_two	g	$16 \leq x_g \leq 20$		-1,231	$x_g = 18 \Rightarrow x_g = 16,769$
y_two	g	$13 \leq y_g \leq 17$		1,508	$y_g = 15 \Rightarrow y_g = 16,508$

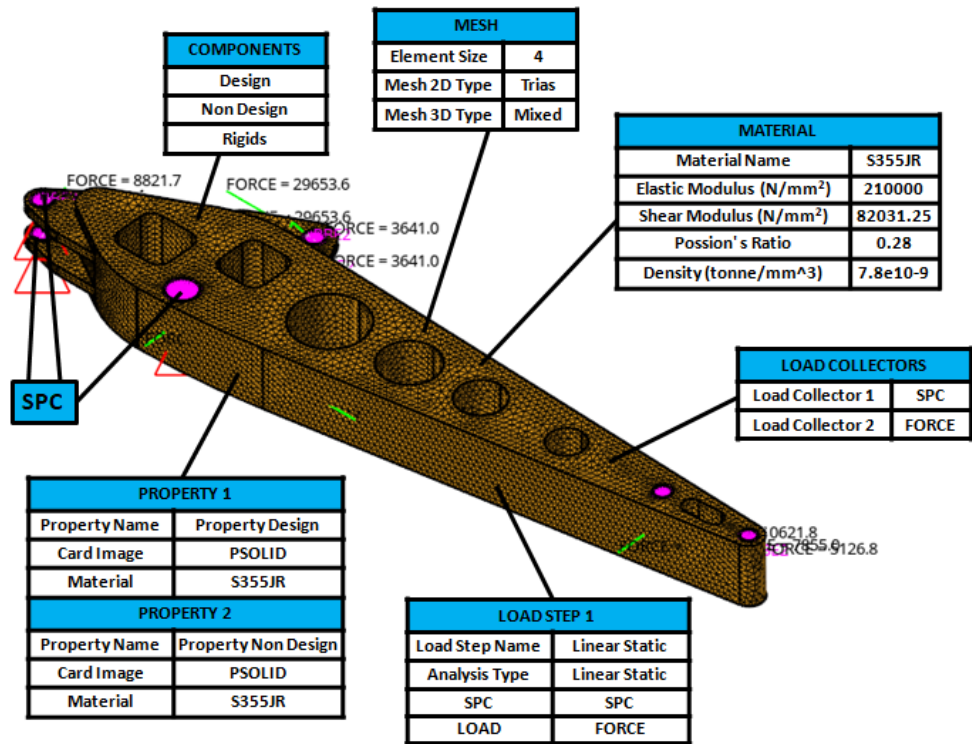
HyperStudy' den elde edilen sonuçlara göre ekskavatör kolu üzerindeki boşaltmaların yarıçap ve uzunluk ölçüleri SolidWorks tasarıma programı kullanılarak düzenlemiş ve şekil optimizasyonu sonucu yeni tasarım oluşturulmuştur. Şekil optimizasyonu sonucu oluşturulan yeni tasarım ile ekskavatör kolunun ağırlığı 6941,48 g' den 6737,42 g' e düşmüş ve 204,06 g ağırlık kazancı sağlanmıştır. Ekskavatör kolu üzerinde oluşan max. gerilme 312,76 MPa ve max. yer değiştirme 0,3343 mm olarak tespit edilmiştir. Çizelge 4.3.' de ekskavatör kolu için oluşturulan tasarımların karşılaştırılması yapılmıştır.

Çizelge 4. 3. Ekskavatör kolu için oluşturulan tasarımların karşılaştırılması

Tasarım Aşaması	Ağırlık (g)	Max. Gerilme (MPa)	Max. Yer Değiştirme (mm)	Ağırlık Kazancı (%)
Ana Model	8961,42	291,4	0,2869	-
Topoloji Optimizasyonu	6941,48	311,2	0,3326	+22,54
Şekil Optimizasyonu	6737,42	312,76	0,3343	+2,94

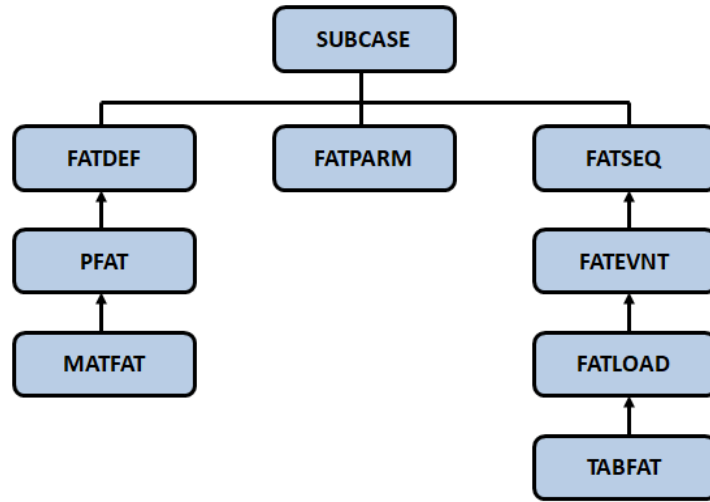
4.3. Ekskavatör Kolunun Yorulma Analizi

Hasar ve ömür açısından daha dayanıklı ve daha emniyetli bir tasarım elde etmek için şekil optimizasyonu sonucu oluşturulan ekskavatör kolu tasarımına yorulma analizi uygulanmıştır. Ekskavatör koluna, yorulma analizi için uygulanacak işlemlerden önce Şekil 4.5.' de verilen mesh atma, malzeme tanımlama, property atama, load step oluşturma vs. işlemler yapılmıştır. Ekskavatör kolu malzemesi olarak tercih ettiğimiz S355JR için Şekil 4.7. üzerinde verilen YS (Yield Strength), UTS (Ultimate Tensile Strength), SRI1 (Fatigue Strength Coefficient), B1 (First Fatigue Strength Exponent), NC1 (Cycle Limit Of Endurance), FL (Fatigue Limit) ve SE (Standard Error Of Log(N)) özellikleri tanımlanmıştır ("S355JR", 2022). SRI1, B1, NC1, FL ve SE özellikleri malzemenin yorulma ömrünü etkileyen parametrelerdir.



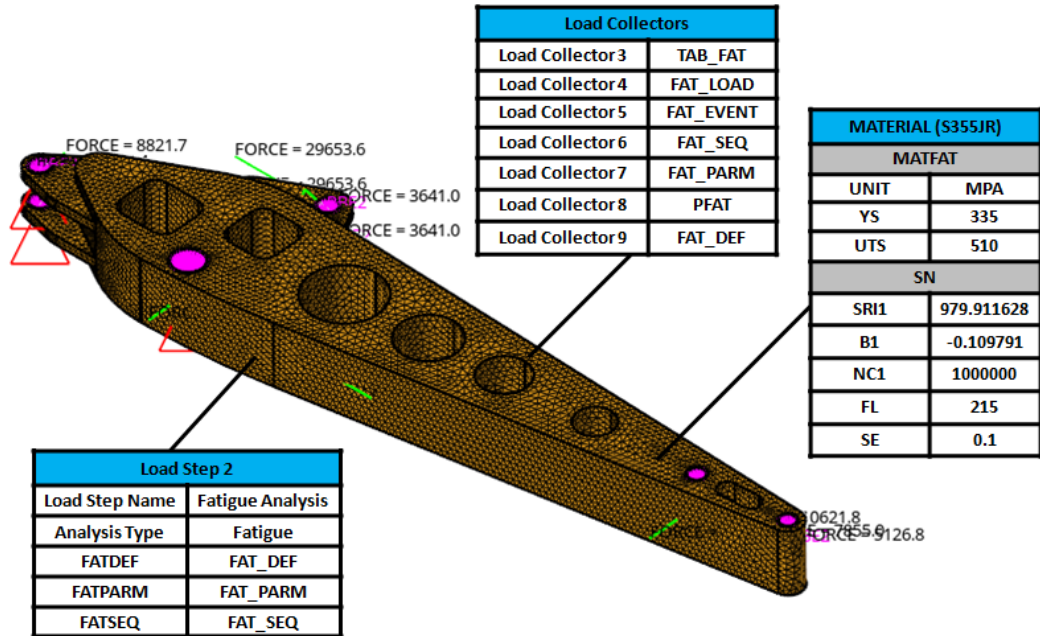
Şekil 4.5. Ekskavatör koluna yorulma analizi öncesi uygulanan işlemler

HyperMesh' de yorulma analizinin oluşturulması için Şekil 4.6.' da verilen kart yapıları Load Collectors da sırasıyla tanımlanmıştır. Yeni bir Load Step açılmış ve Analysis Type için Fatigue seçilmiştir. FATDEF, FATPARM ve FETSEQ satırlarında ise yorulma analiziyle ilgili verileri içeren Load Collectors seçimleri yapılmıştır.



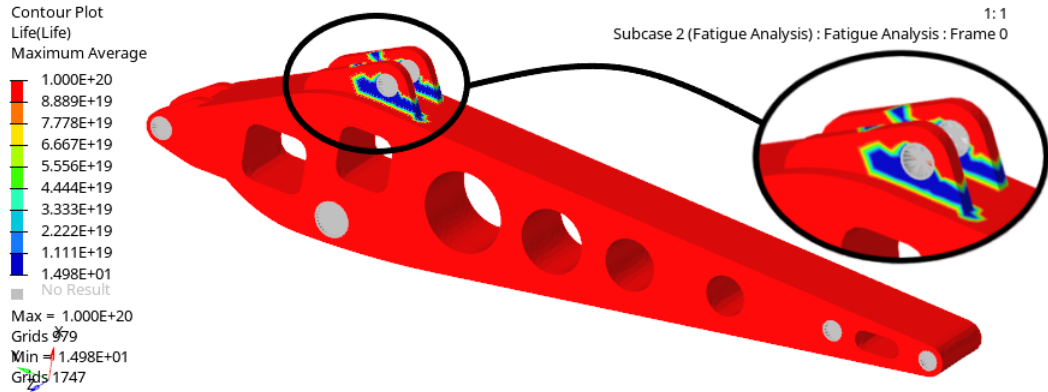
Şekil 4.6. Yorulma analizi için HyperMesh' de oluşturulması gereken kart yapıları

FATDEF' de yorulma ömrünü etkileyen malzeme parametrelerini ve bileşen özelliklerini içeren veriler tanımlanmaktadır. FETSEQ ana yük toplayıcısıdır. Tüm yorulma yüklemesini toplayıp, bir yükleme sıralaması oluşturmaktadır. FATPARM' da ise malzeme özellikleri, bileşen özellikleri ve yükleme hariç yorulma analizi için geriye kalan diğer tüm parametreler tanımlanmaktadır.

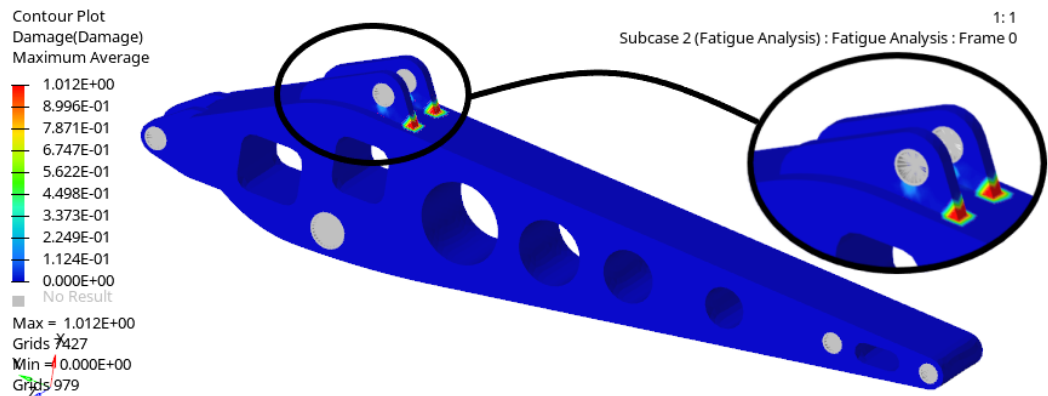


Şekil 4.7. Ekskavatör kolunun yorulma analizi için yapılan tanımlamalar

Şekil optimizasyonu sonucu oluşturulan ekskavatör kolu tasarımına uygulanan yorulma analizinden Şekil 4.8. ve Şekil 4.9.' da verilen sonuçlar elde edilmiştir. Uygulanan yüklemeler sonucunda ekskavatör kolu üzerinde oluşan yorulma dağılımı incelenerek yorulma sınırının hangi bölgelerde aşıldığı tespit edilmeye çalışılmıştır. Buna göre Şekil 4.8.' de verilen sonucu incelediğinde; kırmızı renkli bölgelerin emniyetli olduğu fakat işaretli alandaki özellikle mavi renkli bölgelerde yorulma sınırının aşıldığı ve bu bölgelerin emniyetsiz olduğu görülmüştür. Şekil 4.9.' da verilen sonucu incelediğinde; mavi renkli bölgelerin uygulanan yüklemeler sonucunda hasara uğramayacağı için emniyetli olduğu fakat işaretli alandaki özellikle kırmızı renkli bölgelerde yükleme esnasında oluşacak gerilme yığılmaları sonucu hasar meydana geleceği için bu bölgelerin emniyetsiz olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.8. Yorulma analizi ömür sonucu

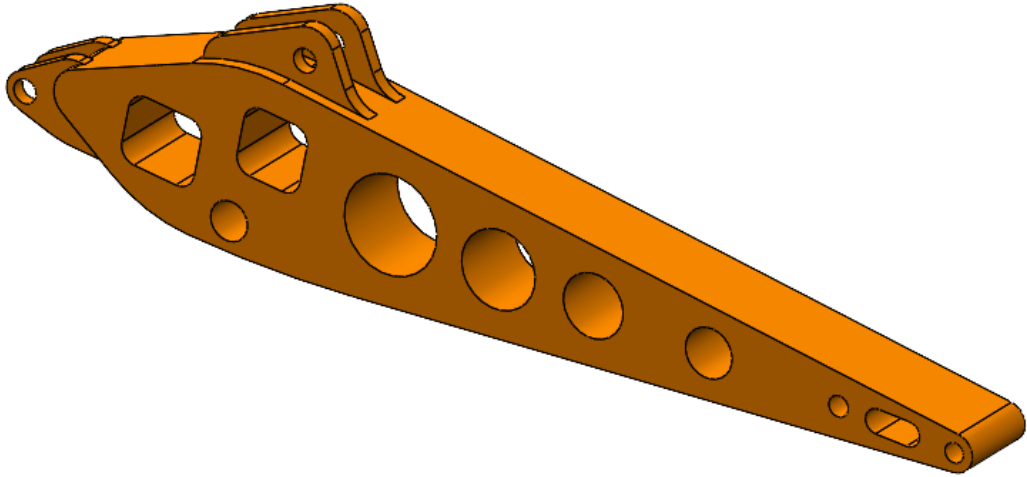


Şekil 4.9. Yorulma analizi hasar sonucu

Yorulma analizinden elde edilen sonuçlar incelendiğinde dikkat edilmesi gereken önemli bir husus da yorulma davranışının, von mises gerilmeleri ile paralel hareket ediyor olmasıdır. Ekskavatör kolu üzerinde yorulma sınırının aşıldığı bölgelerde von mises gerilmeleri de max. değerlerini görmüştür. Ekskavatör kolunun yorulmaya karşı daha dayanıklı ve daha emniyetli olması için yorulma sınırının aşıldığı bölgelerde yapılacak iyileştirmeler ve düzenlemeler aynı zamanda ekskavatör kolu üzerinde oluşan max. gerileme değerinin de azalmasını sağlayacaktır.

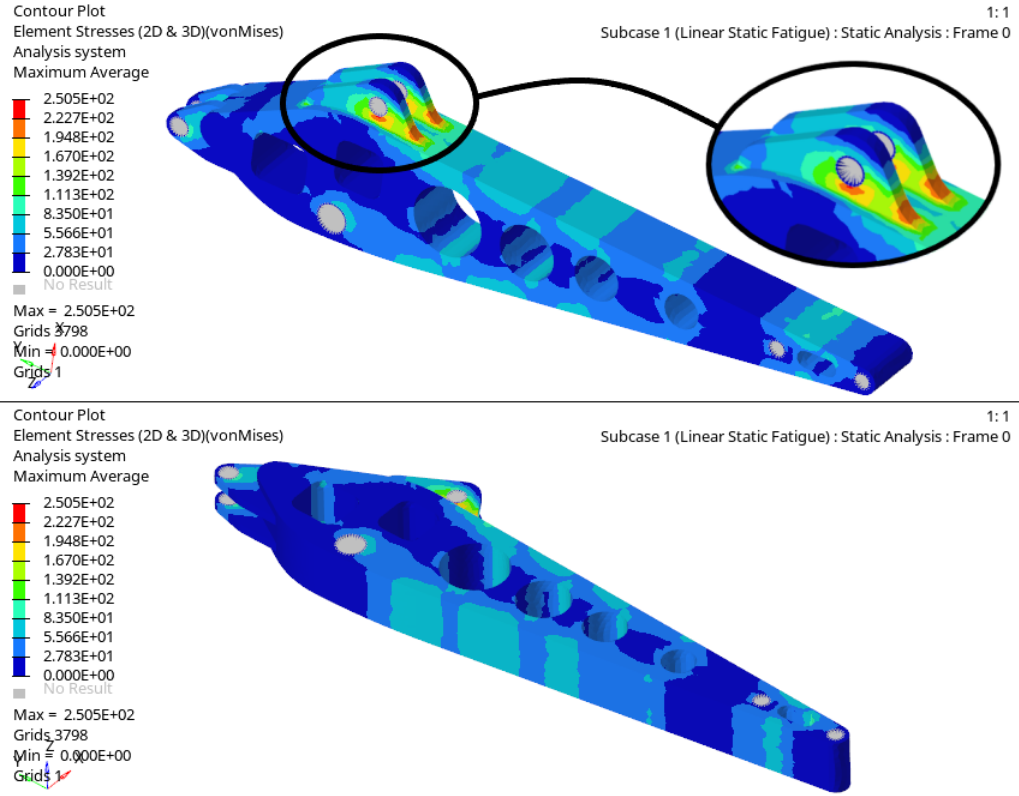
4.4. Yorulma Analizi Sonucu Yeni Tasarım ve Analiz

Yorulma analizi sonuçlarından elde edilen veriler doğrultusunda Solidworks tasarım programı kullanılarak ekskavatör kolu için hasar ve ömür açısından daha dayanıklı ve daha emniyetli bir tasarım oluşturulmaya çalışılmıştır. Bu doğrultuda yükleme esnasında keskin geçişlerden dolayı ekskavatör kolu üzerinde oluşacak gerilme yığılmaları sonucu hasar meydana gelebilecek bölgelerde daha yumuşak geçişler tercih edilmiştir. Malzeme ömrü açısından ekskavatör kolu üzerinde sorun oluşabilecek bölgelerde ise kalınlık artışı yapılmıştır. Bu işlemler sonucunda elde edilen yeni ekskavatör kolu tasarımı Şekil 4.10.'da verilmiştir.

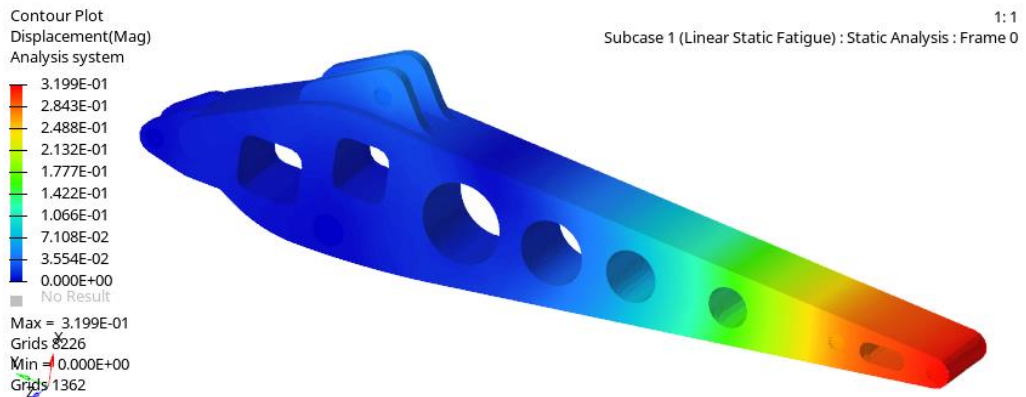


Şekil 4.10. Yorulma analizi sonucu oluşturulan yeni ekskavatör kolu tasarımı

Yorulma analizinden elde edilen sonuçlar doğrultusunda SolidWorks tasarım programı kullanılarak oluşturulan yeni ekskavatör kolu tasarımına lineer statik analiz uygulanmıştır. Lineer statik analiz sonuçları Şekil 4.11. ve Şekil 4.12.' de verilmiştir. Lineer statik analiz sonuçlarına göre yeni ekskavatör kolu tasarımı üzerinde oluşan max. gerilme 250,5 MPa ve max. yer değiştirme 0,3199 mm olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.11. Lineer statik analiz von mises gerilme sonucu



Şekil 4.12. Lineer statik analiz yer değiştirme sonucu

Yorulma analizi sonucu oluşturulan yeni tasarım ile ekskavatör kolunun ağırlığı %0,96 oranında artarak, 6737,42 g' den 6802,02 g' e çıkmıştır. Ağırlık kazancında çok az oranda kayıp yaşanmıştır fakat yorulma analizi sonucu oluşturulan yeni tasarım ile max. gerilme ve max. yer değiştirme değerlerinde önceki tasarımlara göre daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Çizelge 4.4.' de ekskavatör kolu için oluşturulan tüm tasarımların karşılaştırılması yapılmıştır.

Çizelge 4.4. Ekskavatör kolu için oluşturulan tüm tasarımların karşılaştırılması

Tasarım Aşaması	Ağırlık (g)	Max. Gerilme (MPa)	Max. Yer Değiştirme (mm)	Ağırlık Kazancı (%)
Ana Model	8961,42	291,4	0,2869	-
Topoloji Optimizasyonu	6941,48	311,2	0,3326	+22,54
Şekil Optimizasyonu	6737,42	312,76	0,3343	+2,94
Yorulma Analizi	6802,02	250,5	0,3199	-0,96

5. SONUÇ

Bu çalışmada, ekskavatörün 1000 kg değerindeki bir yükü kaldırması sonucu, ekskavatör kolu üzerinde kaldırılan yüke bağlı olarak oluşabilecek kuvvetler hesaplanmıştır. Elde edilen kuvvet değerleri doğrultusunda ekskavatör koluna lineer statik analiz, topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve yorulma analizi uygulanmıştır. Optimizasyon işlemlerinden elde edilen sonuçlar doğrultusunda ekskavatör kolu üzerinde uygun bölgelerde malzeme boşaltma işlemleri yapılarak yeni tasarımlar oluşturulmuştur. Max. gerilme ve max. yer değiştirme değerlerine dikkat edilerek topoloji optimizasyonu ve şekil optimizasyonu sonucu oluşturulan tasarımlar ile ekskavatör kolunun ağırlığı azaltılmış ve optimizasyon yöntemlerinin ağırlık azaltma işlemleri üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Yorulma analizinden elde edilen sonuçlar doğrultusunda da hasar ve ömür açısından daha dayanıklı ve daha emniyetli yeni bir ekskavatör kolu tasarımı oluşturulmuştur. Yorulma analizi sonucu oluşturulan yeni tasarım ile max. gerilme ve max. yer değiştirme değerlerinde önceki tasarımlara göre daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.

- SolidWorks tasarım programı kullanılarak ekskavatör kolunun katı modeli oluşturulmuştur. Ekskavatörün 1000 kg değerindeki bir yükü kaldırılması durumunda ekskavatör kolu üzerinde kaldırılan yüke bağlı olarak oluşacak kuvvetlerin değerleri Matlab ve Gauss Eliminasyon Yönteminden yararlanılarak hesaplanmıştır.
- Ekskavatör kolunun ağırlığı HyperMesh programından 8961,42 g olarak bulunmuştur. Elde edilen kuvvet değerleri doğrultusunda ekskavatör koluna HyperMesh programında lineer statik analiz uygulanmıştır. Lineer statik analizden elde edilen sonuçlara göre ekskavatör kolu üzerinde oluşan max. gerilme 291,4 MPa ve max. yer değiştirme 0,2869 mm tespit edilmiştir.
- Ekskavatör koluna, ağırlığını azaltmak amacıyla topoloji optimizasyonu uygulanmış ve optimizasyon elde edilen sonuçlar doğrultusunda ekskavatör kolu üzerinde uygun bölgelerde malzeme boşaltma işlemleri yapılarak ekskavatör kolu için yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyon sonucu oluşturulan yeni tasarım ile ekskavatör kolunun ağırlığı 8961,42 g' den 6941,48

g' e düşmüş ve %22,54 ağırlık kazancı sağlanmıştır. Yeni ekskavatör kolu tasarımına lineer statik analiz uygulanmıştır. Analiz sonuçları göre yeni tasarım üzerinde oluşan max. gerilme 311,2 MPa, max. yer değiştirme 0,3326 mm tespit edilmiştir.

- Topoloji optimizasyonu sonucu oluşturulan tasarıma genetik algoritma metodu kullanılarak HyperStudy' de şekil optimizasyonu uygulanmıştır. Tanımlanan amaç ve kısıt değerleri doğrultusunda HyperStudy' de ekskavatör kolu üzerindeki boşaltmalar için optimum uzunluk ve yarıçap değerleri elde edilmiştir. Elde edilen değerler kullanılarak SolidWorks programında ekskavatör kolu için yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Şekil optimizasyonu sonucu oluşturulan tasarım ile ekskavatör kolunun ağırlığı 6941,48 g' den 6737,42 g' e düşmüş ve %2,94 ağırlık kazancı sağlanmıştır. Yeni ekskavatör kolu tasarımı üzerinde oluşan max. gerilme 312,76 MPa ve max. yer değiştirme 0,3343 mm tespit edilmiştir.
- Şekil optimizasyonu sonucu oluşturulan tasarıma yorulma analizi uygulanmış ve analiz sonuçlarından ekskavatör kolu üzerinde yorulma sınırının aşıldığı bölgeler tespit edilmiştir. Yorulma analizinden elde edilen sonuçlara göre ekskavatör kolu için yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Yeni tasarım ile ekskavatör kolunun ağırlığı %0,96 oranında artarak, 6737,42 g' den 6802,02 g' e çıkmıştır. Fakat max. gerilme ve max. yer değiştirme değerlerinde önceki tasarımlara göre daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Yeni ekskavatör kolu tasarımı üzerinde oluşan max. gerilme 250,5 MPa ve max. yer değiştirme 0,3199 mm tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

- Aktepe, İ. (2013).** *Rüzgar türbini kanadının optimal tasarımı* (Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 332820).
- Albak, E. İ. (2019).** Formula SAE aracında ağırlık azaltılmasına yönelik fren pedalının topoloji optimizasyonu yöntemiyle optimum tasarımı. *Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi*, 11(1), 328-334. DOI: 10.29137/umagd.467057.
- Altuk, S. (2021).** *Hidrolik dümenlemeli lowbed araçlarında deveboyu ile platform geçiş bölgesindeki gerilmelerin iyileştirilmesi* (Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 690255).
- Arslan, M. (2018).** *Yeni nesil yapısal optimizasyon teknikleri ile yüksek performanslı yolcu koltuğu komponentlerinin geliştirilmesi* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Teknik Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 528774).
- Aydiner, Ş. S. (2018).** *Yolcu koltuğu ayağının sonlu elemanlar yöntemi ile optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 521514).
- Bal, M. K. (2020).** *Designing universal yoke structure of suspension and release system with topology optimization for fighter aircrafts* (Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 651460).
- Balaban, G. B. (2011).** *Otomotiv kayar kapı mekanizmalarında ağırlık optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 302458).
- Bendsøe M. P. & Sigmund O. (2003).** *Topology Optimization: Theory, Methods and Applications* (2nd ed.), Berlin: Springer. ISBN 3-540-42992-1.
- Bendsøe, M. P. & Kikuchi, N. (1988).** Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 71, 197-224.
- Çelik, A. (2022).** *Ön salıncak kolu optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 739267).
- Çelik, H. K. (2013).** *Tarım makineleri tasarımında yapısal optimizasyon tekniklerinin uygulanması üzerine bir araştırma: Tamburlu çayır biçme makinesi örneği* (Doktora Tezi, Akdeniz Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 334861).
- Daysal, O. (2019).** *Bağımsız ön süspansiyon sistemine sahip yolcu otobüsü için salıncak kolu tasarımı* (Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 562003).

Dede, T., Ayvaz, Y. ve Bekiroğlu, S. (2003). Değer kodlaması kullanarak kafes sistemlerin genetik algoritma ile minimum ağırlıklı boyutlandırılması. *3. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu* (s. 287-300) içinde. Ankara: Gazi Üniversitesi.

Demirbilek, K. (2019). *Araç yönlendirme elemanının yapısal tasarım optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 605379).

Doğan, M. (2007). *Taşıt elemanlarında yorulma analizi* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 202305).

Doğru, M. B. (2019). *Topoloji optimizasyonu yardımıyla bir alternatörün tasarım eniyilemesi* (Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi). YÖK tez merkezinde edinilmiştir (Tez No: 561291).

Düzcan, Y. (2019). *Yapısal optimizasyon teknikleri ile taşıt süspansiyon bileşenlerinin geliştirilmesi* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 591311).

Ekmekyapar, T. ve Özakça, M. (Ed.). (2014). *Malzemelerin özellikleri.* (S. P. Çuhadaroğlu ve F. Okay, Çev.), Mukavemet (s. H1-H5) içinde. Ankara: Nobel Akademik Yayıncılık.

Emel, G. G. ve Taşkın, Ç. (2002). Genetik algoritmalar ve uygulama alanları. *Uludağ Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi Dergisi*, 21(1), 129-152.

Erol, B. (2019). *Uçak komponentlerinin bilgisayar destekli malzeme seçimi ve topoloji optimizasyonu ile tasarımı* (Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 595477).

Gök, K. ve Gök, A. (2018). *Malzemelerin fiziksel ve mekanik özellikleri.* S. Neşeli, (Ed.), ANSYS Workbench (s. 39-43) içinde. İstanbul: Abaküs Kitap Yayın Pazarlama.

Göv, İ. ve Kütük, M. A. (2007). Topoloji optimizasyonunda eleman silme metodunun uygulanması. *XV. Ulusal Mekanik Kongresi* (s. 437-446) içinde. Isparta (Süleyman Demirel Üniversitesi) : Teorik ve Uygulamalı Mekanik Türk Milli Komitesi.

Gültekin, K. (2019). Şekil değiştirme analizi [PDF belgesi]. Erişim adresi: <https://avys.omu.edu.tr/storage/app/public/kursat.gultekin/134146/6.%20Hafta.pdf>

Harzheim, L. & Graf, G. (2006). A review of optimization of cast parts using topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 31(5), 388-399.

İşçi, Ö. ve Korukoğlu, S. (2003). Genetik algoritma yaklaşımı ve yöneylem araştırmasında bir uygulama. *Celal Bayar Üniversitesi İ.İ.B.F. Yönetim ve Ekonomi Dergisi*, 10(2), 191-208.

Kahraman, F. ve Küçük, M. (2020). Otomotiv endüstrisinde topoloji optimizasyonu ile ağırlık azaltma uygulaması üzerine bir araştırma. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (20), 623-631. DOI: 10.31590/ejosat.789424.

Kara, A., Çubuklusu, H. E., Topçuoğlu, Ö. Y., Çe, Ö. B., Aybarç, U. ve Kalender, C. (2017). Alüminyum alaşımlı jantların tasarım ve ağırlık optimizasyonu. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 23(8), 957-962. DOI: 10.5505/pajes.2017.34356.

Keten, A. (2020). *Direksiyon mafsalının yapısal optimizasyon yöntemleri ile hafifliğinin sağlanması* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 667424).

Konez, O., Metin, M. ve Demir, Ö. (2018). Y32 bojisinin yapısal analizleri, bölüm 2: Yorulma analizleri. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (17), 395-411. DOI: 10.31590/ejosat.604857

Larsson, R. (2016). *Methodology for topology and shape optimization: Application to a rear lower control arm* (Master's Thesis, Chalmers University of Technology Department of Applied Mechanics, Göteborg). Erişim adresi: <https://odr.chalmers.se/server/api/core/bitstreams/479ca2f9-b3d0-42d0-ab95-b4a38fc0e9ca/content>

Oyman, Ö. V. (2005). *Ekskavatör kollarının tasarımı* (Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 198920).

Öğüçlü, Ö. ve Yıldırım, Ç. Y. (2022). Geri dönüşüm makinalarında topoloji optimizasyonu ile ağırlık azaltma uygulaması. *4. Uluslararası Mühendislik Bilimleri ve Multidisipliner Yaklaşımlar Kongresi* (s. 847-856) içinde. İstanbul: Güven Plus Grup Danışmanlık A.Ş.

Özbakış, M. (2008). *Debriyaj sistemlerinde kullanılan diyafram yayların karakteristiğinin incelenmesi ve optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 243780).

Özsağlam, M. Y. ve Çunkaş, M. (2008). Optimizasyon problemlerinin çözümü için parçacık sürü optimizasyonu algoritması. *Politeknik Dergisi*, 11(4), 299-305.

Öztürk, U. E. (2016). Döküm braketlerin bilgisayar destekli tasarım eniyilemesi için yeni bir yaklaşım. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 18(54), 521-534. DOI: 10.21205/deufmd.2016185419.

Poyraz, M. (2004). *Bir kamyon şasisinin yapısal optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 151412).

Rozvany, G. I. N. (2001). Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer - aided topology optimization in structural mechanics. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 21(2), 90-108.

Sabırlı, S. (2012). *Bir raylı taşıt bogisinin sonlu elemanlar yöntemiyle yorulma analizi* (Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 323780)

Sarı, H. ve Ercan, Y. (2005, Aralık). Ekskavatörlerin hidrolik tasarımlarına esas olacak temel parametrelerin belirlenmesi ve teknik ve ekonomik yönden optimum hidrolik elemanların seçimi. *IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi* (s. 337-352) içinde. İzmir: Makina Mühendisleri Odası.

Sonlu Elemanlar Metodu. (2021, 30 Aralık). [Web Sayfası]. Erişim adresi: <https://www.serdarkorkut.com/2017/05/09/sonlu-elemanlar-metodu/>

Soylu, E. (2021). *Otomotiv mühendisliğinde güvenilirlik temelli tasarım optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 693624).

Suzuki, K. & Kikuchi, N. (1991). A homogenization method for shape and topology optimization. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 93(3), 291-318.

S355JR, (2022, Ekim). Erişim adresi: <https://www.totalmateria.com>

Şahin, İ., Top, N. ve Gökçe, H. (2019). Eklemeli imalat için topoloji optimizasyonu: El freni mekanizması uygulaması. *Selçuk - Teknik Dergisi*, 18(1), 1-13.

Şık, A., Önder, M. ve Korkmaz, M. S. (2015). Taşıt jantların yapısal analizi ile yorulma dayanımının belirlenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 3(3), 565-574.

Tekdemir, M. (2022). *Özel taşıma römork şaselerinin sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak hafifletme optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 721167).

Toğan, V. ve Daloğlu, A. (2006). Genetik algoritma ile üç boyutlu kafes sistemlerin şekil ve boyut optimizasyonu. *İnşaat Mühendisleri Odası Teknik Dergisi*, 17(82), 3809-3825.

Torstenfelt, B. & Klarbring, A. (2007). Conceptual optimal design of modular car product families using simultaneous size, shape and topology optimization. *Finite Elements in Analysis and Design*, 43(14), 1050-1061.

Uzun, M. (2010). Negatif poisson oranına sahip (auxetic) malzemeler ve uygulama alanları, *Tekstil ve Mühendis Dergisi*, 17(77), 14-18.

Yang, R. J. & Chuang, C. H. (1994). Optimal topology design using linear programming. *Computers & Structures*, 52(2), 265-275.

Yıldız, A. R. (2017). Taşıt elemanlarının yapısal optimizasyon teknikleri ile optimum tasarımı. *Politeknik Dergisi*, 20(2), 319-323. DOI: 10.2339/2017.20.2 319-323.

Yıldız, A. R. (2018). *Taşıt tasarımı ve imalatında özel konular*. Yayınlanmamış ders notu, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Bursa Uludağ Üniversitesi, Bursa. Erişim adresi: <https://ukey.uludag.edu.tr/Home?ReturnUrl=%2f>

Yıldız, A. R., Kaya, N. ve Öztürk, F. (2003). Taşıt elemanlarının optimum topoloji yaklaşımı ile tasarımı. *Mühendis ve Makina Dergisi*, 44(516), 23-28.

Yıldız, B. (2019). *Yamalı ve yamasız alüminyum boruların yorulma davranışının nümerik olarak incelenmesi* (Yüksek Lisans Tezi, Batman Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 577887).

Yıldız, B. S. (2016). *Otomotiv sektöründe yenilikçi ürün tasarımı için yeni nesil bütünleşik tekniklerin geliştirilmesi* (Doktora Tezi, Bursa Teknik Üniversitesi). YÖK tez merkezinden edinilmiştir (Tez No: 442381).

Yorulma Dayanımı Nedir? (2021, 9 Temmuz). [Web Sayfası]. Erişim adresi: <https://www.sanalsantiye.com/yorulma-dayanimi-nedir/>

Yorulma Dayanımına Etki Eden Faktörler. (2018, Ekim). [Web Sayfası]. Erişim adresi: <https://www.uslularhadde.com/yorulma-dayanimina-etki-eden-faktorler>

Yorulma Ömrünü Etkileyen Çevresel ve Geometrik Faktörler (2022, 16 Mart). [Web Sayfası]. Erişim adresi: <https://blog.tekyaz.com/yorulma-omrunu-etkileyen-faktorler/>

Zeyveli, M. (2007). Genetik algoritmalar ve mekanik tasarım problemleri uygulamaları. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 4(2), 1-13.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Salih SOYLU
Doğum Yeri ve Tarihi : BOZKIR - 01/02/1999
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : M. Kemal Çoşkunöz Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi
Lisans : Manisa Celal Bayar Üniversitesi Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği A. D.

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : -

İletişim (e-posta) : salih.syl.9811@gmail.com

Yayınları : **Soylu, S. & Işık, Y. (2023).** Fatigue Analysis of Excavator Arm Reduced in Weight by Structural Optimization Methods. *International Journal of Innovative Science and Research Technology*, 8(12), 1543-1548.DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.10443842>