



POLİTEKNİK DERGİSİ

*JOURNAL of POLYTECHNIC*

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



# Topoloji optimizasyonu kullanılarak rot başı tasarımı, analizi ve doğrulanması

## *Outer tie rod design by using topology optimization, analysis and verification*

Yazar(lar) (Author(s)): Ecem METE<sup>1</sup>, Hüdayim BAŞAK<sup>2</sup>

ORCID<sup>1</sup>: 0000-0002-7721-1303

ORCID<sup>2</sup>: 0000-0001-8066-5384

**To cite to this article:** Mete E., Başak H., “Topoloji optimizasyonu kullanılarak rot başı tasarımı, analizi ve doğrulanması”, *Journal of Polytechnic*, 27(3): 1055-1068, (2024).

**Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz:** Mete E., Başak H., “Topoloji optimizasyonu kullanılarak rot başı tasarımı, analizi ve doğrulanması”, *Politeknik Dergisi*, 27(3): 1055-1068, (2024).

**Erişim linki (To link to this article):** <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

**DOI:** 10.2339/politeknik.1198353

# Topoloji Optimizasyonu Kullanılarak Rot Başı Tasarımı, Analizi ve Doğrulanması

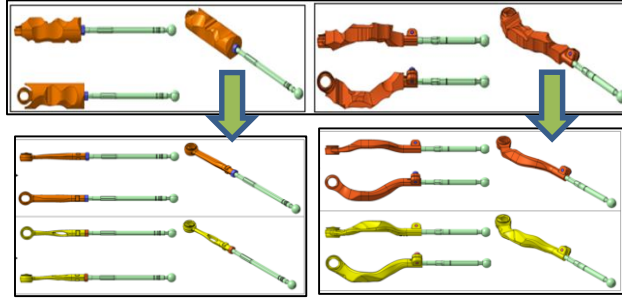
## Outer Tie Rod Design by Using Topology Optimization, Analysis and Verification

### Önemli noktalar (Highlights)

- ❖ Rot Başı (Outer Tie Rod)
- ❖ Topoloji Optimizasyonu (Topology Optimization)
- ❖ Sonlu Elemanlar Analizi (Finite Element Analysis)

### Grafik Özet (Graphical Abstract)

Rot başı tasarım paketleri için topoloji optimizasyonu uygulanarak optimum rot başı tasarımlarına ulaşılmıştır. Rot başlarının burkulma ve yorulma performansları sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak değerlendirilmiştir. / Topology optimization is made for design packages and it is aimed to reach optimum outer tie rod designs. Finite element analysis results are evaluated for buckling and fatigue performance.



**Şekil.** Topoloji optimizasyonu ile elde edilen optimum rot başı tasarım süreci / **Figure.** Process of optimum outer tie rod design with topology optimization

### Amaç (Aim)

Rot başı tasarım paketleri için topoloji optimizasyonu uygulanarak kısıtlı tasarım alanı, belirlenen yükler ve sınır koşullarında optimum rot başı tasarımı gerçekleştirilmek amaçlanmıştır. / Outer tie rod shaft design is made with topology optimization. It is aimed to reach optimum outer tie rod design with specific loads in the limited design space.

### Tasarım ve Yöntem (Design & Methodology)

Sonlu elemanlar yöntemi ile Catia V5 ortamında hazırlanan 3D modeller için burkulma ve yorulma analizleri yapılmıştır. / Buckling and fatigue analysis is performed with finite element analysis for 3D models which are created in Catia V5.

### Özgünlük (Originality)

Var olan tasarımlar için değil de otomotiv ana sanayi firmalarından gelen tasarım paketlerine topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. / Topology optimization is made for design packages which are coming from automotive industry instead of the existing designs.

### Bulgular (Findings)

Teknik gereksinimleri karşılayan optimum tasarımlar elde edilmiştir. / Outer tie rod designs that fulfill the technical requirements are reached.

### Sonuç (Conclusion)

Optimum rot başı tasarımlarına ulaşılmıştır. / Optimum outer tie rod designs are reached.

### Etik Standartların Beyanı (Declaration of Ethical Standards)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler. / The author(s) of this article declare that the materials and methods used in this study do not require ethical committee permission and/or legal-special permission.

# Topoloji Optimizasyonu Kullanılarak Rot Başı Tasarımı, Analizi ve Doğrulanması

*Araştırma Makalesi / Research Article*

**Ecem METE<sup>1\*</sup>, Hüdayim BAŞAK<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>ZF Lemförder Aks Modülleri San. ve Tic.A.Ş., Türkiye

<sup>2</sup>Teknoloji Fakültesi, Endüstriyel Tasarım Müh. Bölümü, Gazi Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 02.11.2022 ; Kabul/Accepted : 16.01.2023 ; Erken Görünüm/Early View : 12.03.2023)

## ÖZ

Rot başı ve rot kolu direksiyon sisteminin en önemli parçalarıdır. Araç içerisinde işlevleri gereği dinamik ve statik yüklerle birlikte yatak yükleriyle karşılaşmaktadır. Rot başı gövdesi, bu süreçte tasarımcılar için bir özgürlük alanıdır. Bu çalışmada, rot başı tasarım paketleri için topoloji optimizasyonu uygulanarak kısıtlı tasarım alanı, belirlenen yükler ve sınır koşullarında optimum rot başı tasarımı gerçekleştirilmek hedeflenmiştir. Optimizasyon çalışmaları referans alınarak öncelikle rot başının üç boyutlu modelleme çalışmaları gerçekleştirilmiş, burkulma ve yorulma performanslarını değerlendirebilmek amacıyla sonlu elemanlar yöntemi ile analizler yapılmış ve son olarak da analiz sonuçlarından elde edilen veriler birbirleriyle kıyaslanarak optimum rot başı tasarımına karar verilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Rot başı, topoloji optimizasyonu, sonlu elemanlar analizi.

## Outer Tie Rod Design by Using Topology Optimization, Analysis and Verification

### ABSTRACT

Outer tie rod and inner tie rod are important parts of the steering system, that are exposed to dynamic and static loads as well as bearing loads due to their function. Outer tie rod shaft is the area that provides freedom to the designers in the design process. In this study, outer tie rod shaft design is made with topology optimization. It is aimed to reach optimum outer tie rod design with specific loads in the limited design space. Outer tie rod design is created as 3D. After the 3D model phase, finite element analysis is performed to evaluate buckling and fatigue behavior of the tie rod. Finite element analysis results are evaluated, and optimum outer tie rod design is determined.

**Keywords:** Outer tie rod, topology optimization, finite element analysis.

### 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde otomotiv sektörü başta olmak üzere tüm sektörlerde hafif, ucuz ve mukavemeti yüksek ürün tasarımları ana sanayi ve kullanıcı tarafından istenen, karşılanması gereken ihtiyaçlardır. Ana sanayi ihtiyaçları karşılanırken çeşitli mühendislik hesaplarından yararlanılmaktadır [1]. Araçta bulunan her parçanın aracın toplam ağırlığına etkisi bulunmaktadır. Araç tasarımlarında hafifletilmiş parça kullanımı, aracın performansını iyileştirirken yakıt tüketimini de azaltacaktır. Bu durum üretici firmalar için de parça üretim maliyetlerini düşüreceğinden, sektörde diğer firmalar ile rekabet içerisinde olabilme imkânı sağlayacaktır [2].

Rotlar işlevleri gereği araçta dinamik ve statik yükler yanında yatak yükleriyle karşılaşmaktadır [3]. Rot başı ve rot kolu montajının araçta kritik bir görevi olduğundan, ana sanayi tarafından tanımlanan bu yükler altında belli çevrim sayılarını karşılamaları gerekmektedir.

\*Sorumlu yazar (Corresponding Author)  
e-posta : ecem.mete@gazi.edu.tr

Statik yükler; burkulma yükleri, eğilmeyi sağlayan yükler, mafsal milini yataktan çıkmaya zorlayan yükler olarak tanımlanırken, bu yükler rot üzerine dikey, yatay ve yanal yönlerden gelmektedir. Belirli bir aralıkta tekrar ettikten sonra rotlarda yorulma kırılması oluşturan dinamik zorlamalar ise araca yoldan gelmekte olan dinamik yükler olarak adlandırılmaktadır. Ürün tasarımı sırasında ana sanayinin belirlediği bu yükler dikkate alınarak nihai tasarıma ulaşılmaktadır. Burkulma ve yorulma yükleri karşısında rotun dayanımı değerlendirilirken çeşitli mühendislik hesaplarından ve analiz yöntemlerinden faydalanılmaktadır [4]. Rot başının hesaplama, tasarım ve üretim proseslerinde yapılacak hatalar ya da meydana gelebilecek hasarlar sürüş sırasında akustik problemlerine sebep olabilmektedir. Ani kırılma ya da kopma oluşma halinde ise kaza riski oldukça fazladır. Rot başı üzerinde gözle görülebilen veya görülemeyen hasarların birçok sebebi bulunmaktadır. Bu sebepler yanlış malzeme seçimi, tasarım hataları, metal yorulması, yataklarda oluşan deformasyon, montajın doğru şekilde gerçekleştirilmiş olmaması, imalat yönteminin uygun olmaması vb. olarak sıralanabilmektedir [5].

Rot tasarımı ile ilgili yapılan çalışmalarda, çeşitli analiz programları kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz çalışmalarının gerçekleştirildiği çalışmalar mevcuttur [6][7][8][9][10]. Uludamar ve arkadaşları (2018), rot başı şaft bölgesinin karmaşık geometrisi sebebiyle ağ yapısı için parabolik dört yüzlü elemanlar seçerken boru için parabolik prizma elemanlar kullanmış, sonlu elemanlar analizi gerçekleştirmiş ve teorik hesaplamalar referans alınarak analitik ve nümerik sonuçları kıyaslamışlardır. Mungi ve Navthar (2015) yaptıkları çalışmada; mevcut rotun performansını, belirli sınır koşulları altında sonlu elemanlar analizi ile belirlemiştir. Mevcut rotun ağırlığını azaltırken, performansını iyileştirmeyi hedeflemiştir. Rot için lineer burkulma analizinin yanı sıra teorik hesaplamalar da yapılmıştır. Çalışma sonucunda, parçanın dayanımı iyileştirilirken ağırlığının da azaldığı ifade edilmiştir. Teorik olarak hesaplanan kritik burkulma yükünün lineer ve lineer olmayan burkulma kuvvetinden nispeten daha düşük olduğu görülmüştür. Kankarej ve arkadaşları (2016), rot kollarında ağırlığı azaltmak ve maliyeti düşürmek amacıyla optimizasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Modelleme ve analizler Ansys programı kullanılarak yapılmıştır. Optimizasyon çalışmaları sonunda ulaşılan içi boş, ağırlığı azalmış rot kolu mafsalına sonlu elemanlar analizi uygulanarak performansı yorumlanmıştır. Optimizasyon çalışmaları sonucunda rot kolu ağırlığında %12,76 azalma sağlanmıştır. Park ve arkadaşları (2014), elektrikli araç rot başı tasarımında ağırlığı azaltma işlemine malzeme seçimini değiştirerek ve yapısal optimizasyon tekniği kullanarak gerçekleştirmiştir. Malzeme Al6082M alüminyum alaşımıdır. Yapısal optimizasyon tekniği ile geometri optimize edilerek burkulma ve yorulma performansı sonlu elemanlar analizi ile incelenmiştir. Kriging interpolasyon metoduna dayalı meta model bazlı optimizasyon sayesinde en ideal tasarıma ulaşılmıştır. Bulunan en ideal tasarım önceki duruma göre %65,3 daha az bir ağırlığa sahiptir ve istenilen tasarım kriterlerini karşılamaktadır. Burkulma ve yorulma için elde edilen nümerik sonuçlar, yapılan testler ile de kıyaslanarak doğrulanmıştır. Güvenç (2015), yapmış olduğu çalışmada bilgisayar destekli mühendislik uygulamaları ile binek araç rot başının yorulma ömrünü analiz etmeye çalışmış, test otomobili ile gerçekleştirilen sürüşte yoldan gelen veriler kayıt altına alarak simülasyon çıktıları ile karşılaştırılmıştır. Gerçek test sonucu ile bilgisayar destekli mühendislik uygulamalarıyla elde edilen sonucun tutarlı olduğu doğrulanmıştır. Rot başı ağırlığı azaltılarak yorulma ömrünün istenilen sınırlar dahilinde tutulması hedeflenmiş ve optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon çalışması sonucunda rot başı ham malzemesi için %20 gibi bir azalma oranı bulunmuştur. Salıncak kolu [2][11], akson [12], biyel kolu [13] ve bağlantı çubuğuna [14][15][16][17], ait topoloji optimizasyonu yöntemi ile iyileştirmeler sağlanabileceğini gösteren çalışmalar da mevcuttur. Nalbant (2021), yapmış olduğu çalışmada salıncak

kolunun yükleri karşılama performansının korunarak ağırlığının azaltılmasına yönelik iyileşmeler sağlamıştır. Çalışmada, gerçek test sonuçları ile analiz sonuçları kıyaslanmış ve rotalı salıncak kolu tasarımının yükler altındaki dayanımı korunurken, ağırlığı %10 oranında azalmış iki farklı optimum tasarıma ulaşılmıştır. Top ve arkadaşları (2018), salıncak kolları için topoloji optimizasyonu yaparak optimum tasarıma ulaşmayı hedeflemiştir. Hali hazırda tasarımı mevcut olan bir salıncak kolu modeli üzerinde SolidThinking programı kullanılarak belirli kısıtlar ve yükler altında parçaya topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Aynı program içerisinde yararlanılan farklı komutlar sayesinde analiz çalışmaları yürütülmüştür. Analiz sonucunda ulaşılan veriler ile risk faktörleri belirlenmiştir. Chaudhari ve Khairnar (2020), akson ve porya için topoloji optimizasyonu gerçekleştirmiştir. Topoloji optimizasyonundan elde edilen porya tasarımı ağırlığında %24,09 ve akson ağırlığında %16,30 azalma kaydedilmiştir. Shaari ve arkadaşları (2010), biyel kolu için topoloji optimizasyon çalışması yapmışlardır. Mevcut tasarımın yapısal analizinden sonra topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Analiz sonucunda ağırlığın %11,7 oranında azaldığını belirtmişlerdir ve yeni tasarım bu sonuca göre yapılmıştır. Shanmugasundar ve arkadaşları (2020), bağlantı çubuğunun tasarımı, analizi ve topoloji optimizasyonuna odaklanmıştır. Creo Parametrik yazılımı, biyel kolu 3D modelini tasarlamak için kullanılmış ve daha sonra tasarlanan biyel kolu modeli, tasarımın kafesli olduğu ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edildiği ANSYS yazılımına aktarılmıştır. Statik gerilme analizi yapılarak ANSYS'den elde edilen sonuçlardan Autodesk Fusion 360 yazılımı kullanılarak bağlantı çubuğunun topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Gerilmelerin mevcut modele göre daha az olması ve çelik malzeme için optimize edilmiş tasarımda yaklaşık %3,5'lik ağırlık azalmasının gözlenmesiyle optimize edilmiş modelin optimum tasarım olduğu bulunmuştur. Helal ve arkadaşları (2018), sonlu elemanlar analizi kullanarak içten yanmalı motor bağlantı kolunun yapı topolojisi optimizasyonunu çalışmışlardır. Matlab ve ANSYS yazılımlarından yararlanmışlardır. İçten yanmalı motorun performansını artırmak için bağlantı çubuğunun tasarımı için yapı topolojisi optimizasyon formülasyonu yapılmıştır. Sunulan metodoloji, eklemeli üretim teknikleriyle mümkün olan piston çerçevesi için daha verimli yerleşim çözümleri bulmayı amaçlamıştır. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarından maksimum gerilme değerinin emniyet limiti içinde olduğu görülmektedir. Yeni tasarımın çok daha hafif ve biyel kolunun ilk tasarıma göre daha dayanıklı olduğunu belirtmişlerdir. Archana ve arkadaşları (2020), bağlantı çubuğunu performans ve ağırlık gereksinimlerini karşılayacak şekilde optimize etmenin oldukça zor olmasına rağmen mümkün olduğunu kanıtlamışlardır ve bağlantı çubuğunun ağırlığını %30 oranında azaltmışlardır.

Bu çalışma ile teknik gereksinimleri karşılayacak rot başı için, farklı iki tasarım paketi ile topoloji optimizasyon

çalışmaları yürütülmüştür ve bu sayede tasarım adımlarına yeni bir bakış açısı getirilerek literatüre katkı sağlanmıştır. Mevcut çalışmalardan farklı olarak var olan tasarımlar için değil de otomotiv ana sanayi firmalarından gelen tasarım paketlerine topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Böylece rot başı tasarımına başlamadan önce sürece topoloji optimizasyonu entegre edilerek sürecin doğru ve hızlı bir şekilde ilerlenmesine katkı sağlanmıştır, farklı tasarım paketleri için optimum rot başı tasarımlarına ulaşmak amaçlanmıştır. Topoloji optimizasyonu sonrası elde edilen modeller referans alınarak rot başı tasarımları oluşturulmuştur ve bu tasarımlar sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilerek teknik gereksinimlere uygunluğu kıyaslanmıştır.

## 2. MATERYAL VE METOD (MATERIAL and METHOD)

Yorulma ve burkulma performansları incelenen rot başı gövde malzemesi C45R+QT; rot kolu mafsal mili, somun ve özel bağlantı elemanı malzemesi ise 30MnVS6 olarak seçilmiştir. Malzeme özellikleri DIN EN 10083-1 ve DIN EN 10267'ye göre alınmıştır.

Tasarım paketleri ve teknik gereksinimler incelenmiştir. Bu gereksinimleri karşılayabilecek rot başı, rot kolu küre çapları ile uygun diş tipleri belirlenmiştir. Tasarım paketleri ile rot kolu montajları uygun bağlantı elemanı kullanılarak Catia V5 ortamında üç boyutlu olarak hazırlanmıştır. Catia V5 kullanılarak hazırlanan topoloji optimizasyon modelleri için HyperWorks, HyperMesh ile uygun elemanlar kullanılarak ağ modelleri oluşturulmuştur. HyperMesh modülü ağ modeli için, HyperView modülü ise görselleştirme için tercih edilmiştir. Oluşturulan ağ modellerine sınır koşulları, yük tanımları yapılmıştır ve density metot ile hayali yoğunluklar atanmıştır. İstenilen hacim boşaltma miktarları programa tanımlanmıştır ve topoloji optimizasyonu için OptiStruct programı çözücü olarak kullanılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen modeller referans alınarak Catia V5 programında hazırlanan rot başı modelleri ile sonlu elemanlar analizi için montajlar hazırlanmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ile analiz için yine HyperWorks programı HyperMesh modülünde ağ modelleri oluşturulmuştur. Oluşturulan ağ modellerine sınır koşulları ve yük tanımları yapılmıştır. Abaqus 2016 kullanılarak çözüm işlemi gerçekleştirilmiştir. Parça üzerine yük uygulanıp sonucu görülmüştür. Ayrıca yorulma davranışı çözümü için Simcenter 3D Durability programında, Abaqus verileri kullanılarak malzeme ve çevrim tanımlamaları gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında teknik gereksinimleri karşılayacak şekilde topoloji optimizasyonundan faydalanılarak rot başı tasarımları yapılmıştır.

## 3. ROT BAŞI TASARIMI VE ANALİZİ (OUTER TIE ROD DESIGN AND ANALYSIS)

Tasarımcıların amacı otomotiv ana sanayi müşterilerinin ihtiyaç ve isteklerini karşılamaktır. Bu süreçte tasarımcılar, ana sanayi müşterileri ile sürekli iletişim halinde olarak onlara tasarım seçenekleri sunmaktadırlar. Etkileşim halinde yürütülen tasarım süreci ardından üretilen tasarımlar testler ile doğrulanmaktadır. Gereksinimler doğrultusunda tasarımı oluşturmadan önce mühendislik hesaplarından yararlanılmaktadır.

### 3.1. Rot Başı Tasarımı (Outer Tie Rod Design)

Otomotiv ana sanayi firmaları, rot başı ve rot kolu dışındaki diğer bileşenlerin de aracın hareketi esnasındaki konumlarını dikkate alarak rot başı ve rot kolu için tasarım paketleri hazırlamaktadır. Bu tasarım paketleri rot başı ve rot kolunun çalışma alanını belirlerken, her araç tasarımı için farklı montaj boyları içermektedir. Montaj, rot başı ve rot kolunun küresel mafsal milleri merkezleri arasında yapılmaktadır.

Bir aracın tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulması gereken en önemli noktalardan biri de tasarımı yapılan araç bileşenlerinin kendilerinden beklenen mukavemet değerlerini sağlamalarıdır [18]. Rot, araçta hayati önem taşıyan bileşenlerden biridir ve ana sanayi firmaları tarafından belirlenen statik ve dinamik yüklere dayanması gerekmektedir. Ayrıca, rot hasar gördüğünde üretim maliyeti daha yüksek diğer bileşenlere zarar vermemesi için dayanımının kontrol altında tutulması ve bir kullanım ömrü belirlenmesi gerekmektedir. Statik yükler için direksiyon sisteminden gelen yükler hesaba katılarak burkulma penceresi, plastik deformasyon başlangıç kuvveti belirlenmektedir. Bu burkulma penceresi rot için maksimum ve minimum burkulma yükünü tanımlamaktadır. Montaj, rot başı ve rot kolu üzerine açılan dişler yardımıyla gerçekleştirilmektedir ve bu şekilde yapılan bağlantı, montaj boyunun ayarlanabilir olmasını mümkün kılmaktadır. Montajın ayarlanabilir olması sebebi ile tek bir burkulma yükü yerine burkulma penceresi değerleri paylaşılmaktadır. Dinamik yükler içinse rotun araçtaki kullanım ömrünü belirleyecek yorulma yükleri verilmektedir. Yorulma yükleri verilen kuvvetlerin istenen çevrimler altında rota uygulanarak dayanımının belirlenmesinde kullanılmaktadır. Çizelge 1'de farklı iki tasarım paketi için tasarıma yön veren gereksinimler verilmiştir.

**Çizelge 1.** Teknik gereksinimler (Technical requirements)

	Birinci tasarım paketi	İkinci tasarım paketi
Montaj boyu	514,2 mm	406,5 mm
Burkulma penceresi	26-33 kN	25-30 kN
Plastik deformasyon başlangıç kuvveti	23,4 kN	20 kN
Rot başı kinematik noktası için izin verilen yer değiştirme miktarı	0,05 mm	0,2 mm
Yorulma yükleri	19,5 kN-10.000 çevrim; 9 kN-200.000 çevrim	11 kN-15.000 çevrim; 8,7 kN-200.000 çevrim

**Çizelge 2.** Tasarım paketlerine ait bilgiler (Information of design packages)

	Birinci tasarım paketi	İkinci tasarım paketi
Rot başı küre çapı	30 mm	27 mm
Rot kolu küre çapı	32 mm	26 mm
Diş Tipi	M16x1,5	M14x1,5

Araç modellerine göre farklılık gösteren bu teknik gereksinimler dikkate alınarak uygun küre çapları ve diş tipleri belirlenmiştir. Birinci tasarım paketi yüklerinin daha yüksek olması sebebi ile daha büyük küre çapları ve diş tipi seçilmiştir. Çizelge 2’de tasarım paketlerine ait, rot başı ve rot kolu küre çapları, montaj boyları ve diş ölçüleri verilmiştir.

Tasarım paketlerinin, rot kolları ile istenilen bağlantı elemanları sayesinde Catia V5 ortamında montajları gerçekleştirilmiştir. Rot kolu sızdırmazlık oluğu tipi ve pozisyonu, anahtar ağız boyu ve pozisyonu teknik gereksinimlere göre belirlenmiştir. Şekil 1’de birinci ve ikinci tasarım paketi görselleri yer almaktadır.

Topoloji optimizasyonu uygulanacak birinci tasarım paketi düz bir modeldir ve montaj boyu 514,2 mm’dir. Rot başı küre çapı 30 mm, rot kolu küre çapı ise 32 mm olarak belirlenmiştir. Rot kolu ve rot başı montajı M16x1,5 ile somun yardımıyla yapılmaktadır.

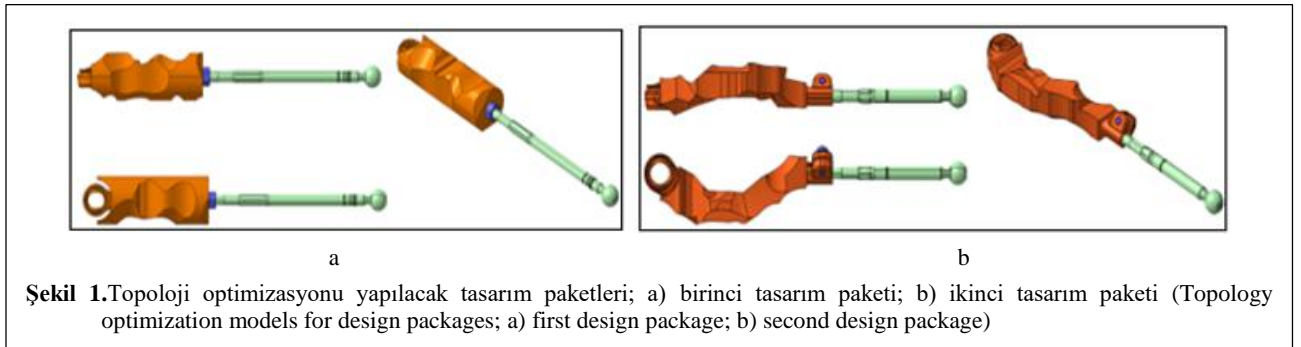
İkinci tasarım paketi, birinci tasarıma göre daha karmaşık bir geometriye sahiptir ve montaj boyu 406,5

mm’dir. Rot başı küre çapı 27 mm, rot kolu küre çapı ise 26 mm olarak belirlenmiştir. Rot kolu ve rot başı montajı M14x1,5 bağlantı ile özel bir bağlantı elemanı sayesinde gerçekleştirilmiştir.

### 3.2. Topoloji Optimizasyonu (Topology Optimization)

Topoloji optimizasyonu, belirli sınır koşulları ve yükleme altında önceden tanımlanmış bir tasarım alanı içerisinde malzemenin optimum dağılımını bulmakta kullanılmaktadır [11]. Tasarlanan hacmin kısıtlamalarına maruz kalmış, en aza indirgenmiş bir uyumluluk amaç fonksiyonunu optimize etmektedir. Malzemelerin dağılımı, katı veya boş olduğu varsayılan tasarım alanı ile sınırlandırılmaktadır. Yapının, yükü karşılarken en az katkı veren bölgeleri tespit edilmektedir ve bu bölgeler yapının ağırlığını azaltmak için yapıdan çıkarılmaktadır. Sonuçta yükü karşılayan ve optimum malzeme dağılımına sahip yeni bir yapı elde edilmektedir [19].

Otomotiv ana sanayi istekleri doğrultusunda belirlenmiş tasarım alanı için topoloji optimizasyonu gerçekleştirilerek, uygulanan yükler karşısında parçanın



**Şekil 1.** Topoloji optimizasyonu yapılacak tasarım paketleri; a) birinci tasarım paketi; b) ikinci tasarım paketi (Topology optimization models for design packages; a) first design package; b) second design package)

rijitliğinden ödün vermeden optimum malzeme dağılımını bulmak amaçlanmıştır. Ana sanayiden gelen teknik gereksinimler hesaba katılarak çeşitli mühendislik hesaplarından yararlanılmıştır. Gerekli rot kolu, rot başı ölçülerine hesaplamalar sayesinde ulaşıldıktan sonra tasarım paketi ve rot kolu montajı Catia V5 ortamında yapılarak topoloji optimizasyonu uygulanacak modeller hazırlanmıştır.

Topoloji optimizasyonu için HyperWorks programı HyperMesh modülünde 1,5 mm boyutundaki tetrahedron elemanlar kullanılarak Catia V5'te hazırlanan modeller için ağ modeli oluşturulmuştur, HyperView modülü ise görseller için kullanılmıştır. Tetrahedron elemanların kullanım sebebi parça geometrisinin buna daha uyumlu olmasıdır. Genel olarak tetrahedron elemanlar daha karmaşık ve kompleks geometrilere kolaylıkla uyum sağlayabilmektedir [20].

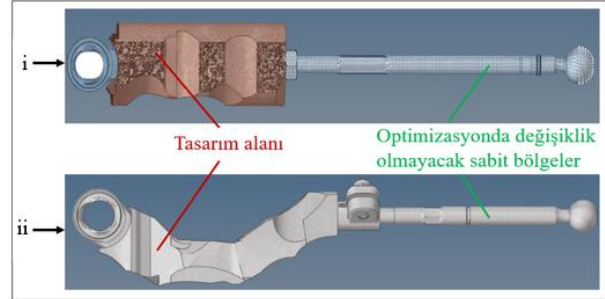
Oluşturulan ağ modeli üzerinde tasarım alanı ve optimizasyonda değişiklik yapılmayacak bölgeler programa tanımlanmıştır. Tasarım alanı için ana sanayiden gelen paket tanımlanırken; rot kolu, bağlantı elemanı ve rot başı gövdesi kafa bölgesi için optimizasyonda değişikliğe izin verilmemiştir. Sınır koşulları ve karşılaşması istenen yük yönü de tanımlandıktan sonra model OptiStruct programı ile çözülmüştür.

Sınır koşulları, rotun araç içerisindeki hareket şartları dikkate alınarak tanımlanmıştır, rot başı ve rot kolunun kinematik noktaları programa tanımlanmıştır. Kuvvet tanımlaması, rota çalışma koşullarında direksiyon sisteminden gelen yükler göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Programa tanıtılan kuvvetin büyüklüğü önemli değildir, uygulandığı yön malzeme dağılımını etkilemektedir. Uygulanan bu kuvvet yönüne göre program, rijitliği en yüksek yapıyı oluşturmaya çalışmıştır ve bu yöndeki kuvveti en iyi taşıyabilmek için tasarım alanında malzemeyi dağıtmıştır.

Topoloji optimizasyonu çalışması esnasında density metot kullanılmıştır. Density metotta optimizasyon uygulanacak model için oluşturulan her bir elemana hayali bir yoğunluk atılmaktadır ve dağılım sağlanmaktadır. Hayali yoğunluğun değeri 0 ile 1 arasında değişerek malzeme çıkarılabilecek yerler saptanmaktadır. Hayali yoğunluğun 0 olması durumu, o elemanın parçadan çıkartılabileceği; 1 olması durumu ise o elemanın parçada kalması gerektiğini belirtmektedir [21]. Çalışma kapsamında kütle boşaltması, hacim boşaltması ve Global Von-Mises gerilimine göre boşaltma olarak belirlenen üç farklı optimizasyon çeşidi arasından hacim boşaltması kullanılmıştır. Minimum hacme ulaşarak optimum tasarımın elde edilmesi ile ağırlık ve imalat maliyetlerini azaltma hedeflenmiştir. Ayrıca hacim boşaltması yapılacak oranın program içerisinde belirlenmesi gerekmektedir. Uygulanabilir sonuçlara ulaşabilmek için paket hacminin %10'unun ve %30'unun optimizasyon için kullanılmasına izin verilmiştir. Bu şekilde iki farklı hacim boşaltması için elde edilen modellerin kıyaslanabilmesi sağlanmıştır.

Birinci tasarım paketi için oluşturulan ağ modelinde 695.677, ikinci tasarım paketi için ise oluşturulan ağ modelinde 867.551 eleman bulunmaktadır.

Topoloji optimizasyonu için ağ modeli oluşturulduktan sonra iki farklı tasarım paketi için de Şekil 2'deki gibi tasarım alanı ve değişiklik olmayacak sabit bölgeler programa tanımlanmıştır.



**Şekil 2.** Tasarım paketleri için tasarım alanı ve optimizasyonda değişiklik olmayacak sabit bölgelerin tanımlanması; i) birinci tasarım paketi, ii) ikinci tasarım paketi (Design space and non-design space; i) first design package, ii) second design package)

Sınır koşulları da Şekil 3 a'da verildiği gibi rot başı ve rot kolunun kinematik noktaları olarak programa tanımlanmıştır. Rot kolunun araçtaki montajı göz önüne alınarak x, y, z yönlerdeki hareketleri ve y yönündeki dönme hareketi kısıtlanmıştır, rot başının x ve z yönlerindeki hareketi kısıtlanmıştır, y yönünde hareket serbestliği bulunmaktadır. Şekil 3 b'de kuvvet tanımlaması yapılmıştır. Kuvvet, y yönünde rotun çalışma koşulları dikkate alınarak girilmiştir.

Topoloji optimizasyon çalışması için birinci tasarım paket hacminin %10'unun ve %30'unun optimizasyon için kullanılmasına izin verilmiştir. OptiStruct programından elde edilen sonuçlar Şekil 4 a' da verilmiştir. İkinci tasarım paketinin hacmi birinci pakete göre çok azdır. Topoloji optimizasyonu sonucunda oluşan modeller referans alınacağından, gereksinimleri karşılayacak bir model elde edebilmek amacıyla paket hacminin %10'unun optimizasyon için kullanılmasına izin verilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonrası Şekil 4 b' deki sonuç elde edilmiştir.

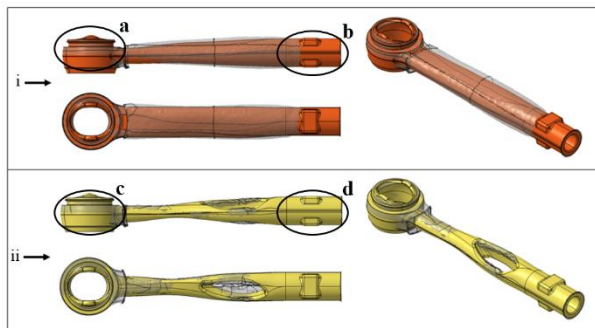
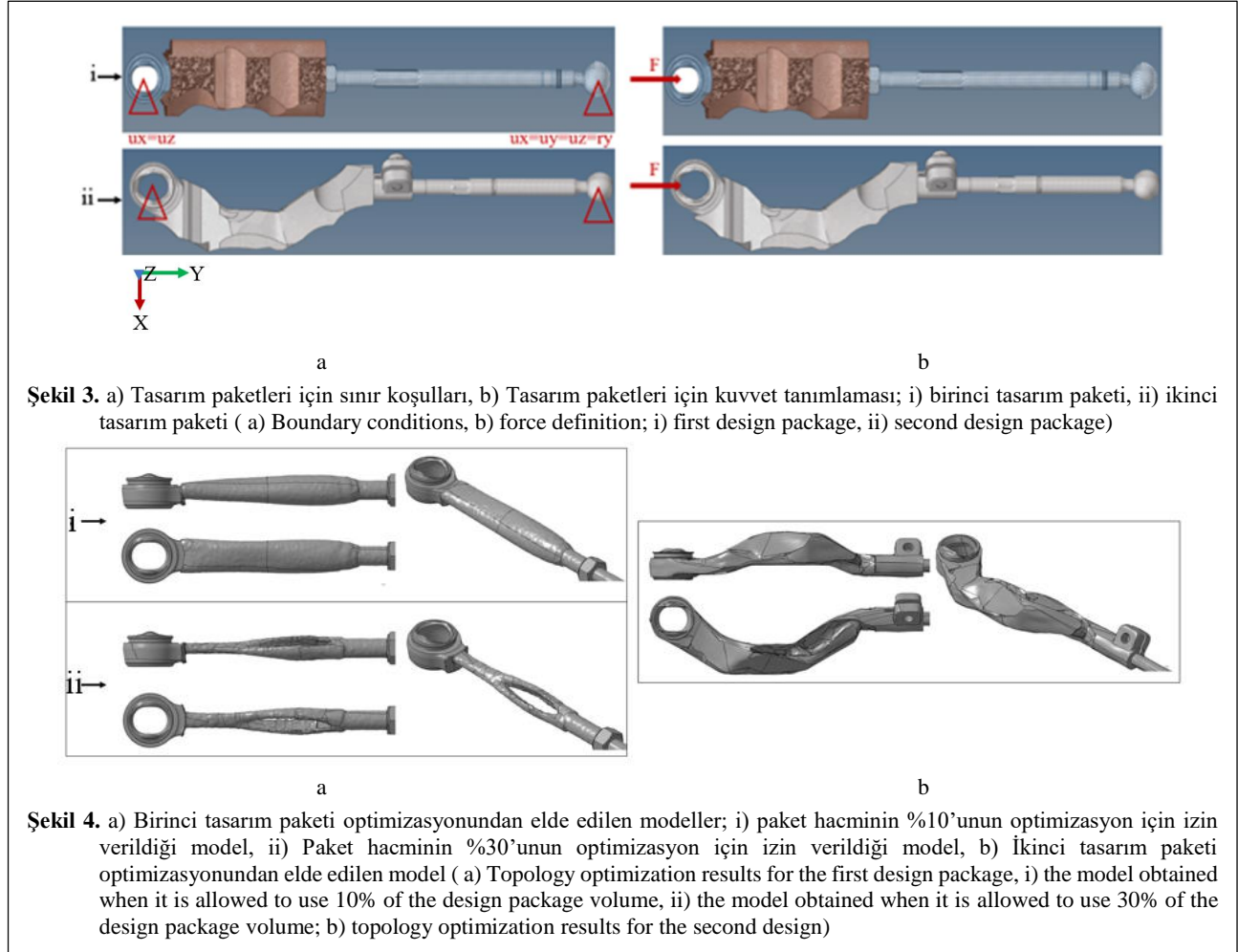
Topoloji optimizasyonu çalışmasından elde edilen modeller referans alınarak Catia V5 programında ham ve işlenmiş rot başı gövdesi için üç boyutlu modeller hazırlanmıştır. Bu ham rot başı gövdeleri kafa kısmı (Şekil 5; a ve c), dış bölgesi (Şekil 5; b ve d) işlenerek montaj edilebilir hale getirilmektedir.

Birinci tasarım paketi için, küre çapı 30 mm ve dış M16x1,5 olacak şekilde modeller hazırlanmıştır. Yapılan rot başı gövde tasarımları, topoloji optimizasyon çalışmasından elde edilen modeller ile üst üste konularak bir karşılaştırma yapılmıştır. Şekil 5'de bu karşılaştırma modelleri yer almaktadır. Açık renkli (transparan) modeller topoloji optimizasyon çalışmasından elde edilen modellerdir. Koyu renkli modeller ise Catia V5 ortamında üç boyutlu olarak modellenen işlenmiş rot başı gövdeleridir.

Topoloji optimizasyonu çalışmasından elde edilen modellerde dış bölgesi (Şekil 5; b ve d) kesiti için daha az malzeme dağılımı görülmektedir. Ancak dış açıldıktan sonra gövde üzerinde çatlak oluşumunu engelleyebilmek için gövde ile et kalınlığının yeterli miktarda olması gerekmektedir. Et kalınlığını arttırabilmek için dış bölgeleri (Şekil 5; b ve d), optimizasyon sonucundaki modellere göre daha fazla malzeme kullanılarak modellenmiştir.

topology optimization and new designs for the first design package; i) first design, ii) second design)

İkinci tasarım paketi için de topoloji optimizasyonu için aynı çalışmalar gerçekleştirilmiş ve elde edilen model referansında iki farklı ham ve işlenmiş rot başı gövdesi modeli hazırlanmıştır. Ham rot başı gövdeleri kafa kısmı (Şekil 6; a ve d), dış bölgesi (Şekil 6; b ve e) ve özel



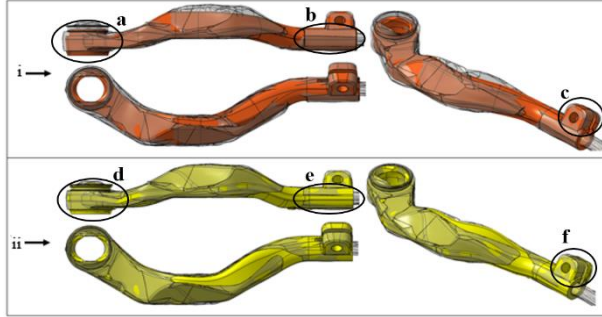
**Şekil 5.** Birinci tasarım paketi için yapılan işlenmiş rot başı gövde tasarımı ve topoloji optimizasyon çalışmasından elde edilen model karşılaştırılması; i) birinci model, ii) ikinci model (Comparison between models which are obtained from

bağlantı elemanı bölgesi (Şekil 6; c ve f) işlenerek montaja hazırlanmaktadır. İkinci tasarım paketi için, küre çapı 27 mm ve M14x1,5 diş olacak şekilde oluşturulmuştur. İşlenmiş rot başı gövde tasarımları, topoloji optimizasyonu çalışmasından elde edilen modeller ile üst üste konularak bir karşılaştırma yapılmıştır. Şekil 6'da bu karşılaştırma modelleri yer almaktadır. Açık renkli (transparan) modeller topoloji optimizasyonu çalışmasından elde edilen modellerdir. Koyu renkli modeller ise Catia V5 ortamında üç boyutlu olarak modellenen işlenmiş rot başı gövdeleridir.

Catia V5 ortamında tasarım paketlerine uygun olarak oluşturulan modellere uygun çelik malzeme atanarak Çizelge 3'teki ham ve işlenmiş rot başı gövde ağırlıkları bulunmuştur.

çapı 27 mm ve M14x1,5 diş olacak şekilde oluşturulmuştur. İşlenmiş rot başı gövde tasarımları,





**Şekil 6.** İkinci tasarım paketi için yapılan işlenmiş rot başı gövde tasarımı ve topoloji optimizasyon çalışmasından elde edilen model karşılaştırılması; i) birinci model, ii) ikinci model (Comparison between models which are obtained from topology optimization and new designs for the second design package; i) first design, ii) second design)

paket hacminin %30'unun optimizasyon için izin verildiği model referans alınmıştır. İkinci (b) tasarım paketi topoloji optimizasyonu referans alınarak da rot başı gövdesi için değişiklikler yapılarak iki farklı model oluşturulmuştur ve modeller Şekil 7 b-i ve Şekil 7 b-ii' de verilmiştir.

Hazırlanan bu montajlar için HyperWorks programı HyperMesh modülünde ağ modeli oluşturulmuştur. Ağ modelinde yine tetrahedron elemanlar kullanılmıştır ve boyutu 1,5 mm'dir. Birinci tasarım paketi birinci model için 294.841 adet, ikinci model için 289.486 adet eleman bulunmaktadır. İkinci tasarım paketi birinci model için 362.334, ikinci model için 480.819 eleman bulunmaktadır. Modellenen rot başı gövdeleri ile

**Çizelge 3.** Ham ve işlenmiş rot başı gövde ağırlıkları (Raw and machined outer tie rod housing weight)

	Ham rot başı gövde ağırlığı	İşlenmiş rot başı gövde ağırlığı
Birinci tasarım paketi birinci model	787,8 gram	597,8 gram
Birinci tasarım paketi ikinci model	590,7 gram	401,2 gram
İkinci tasarım paketi birinci model	1027,7 gram	874, 6 gram
İkinci tasarım paketi ikinci model	1250,6 gram	1089,8 gram

### 3.3. Sonlu Elemanlar Analizi (Finite Element Analysis)

Sonlu elemanlar analizi, gerçek test maliyetlerine kıyasla daha uygun olduğundan, daha hızlı, güvenilir, gerçek test sonuçları ile karşılaştırılabilir sonuçları yansıttığından endüstride yaygın olarak tanınmakta ve kullanılmaktadır [22][23]. Sonlu elemanlar yöntemi ile, parçalar gerçek test işlemlerine tabi tutulmadan dayanım analizleri yapılabilmektedir. Böylece parçalar üretilmeden dayanımları belirlenebilmektedir [24][25].

Sonlu elemanlar yönteminde, analizi gerçekleştirilecek modelin sonlu elemanlardan oluşan bir model haline dönüştürülmesi en önemli aşamalardan biridir. Bu nedenle ağ modeli oluşturma adımı analizin gerçeğe yakın sonuçlar vermesinde kritik bir role sahiptir. Oluşturulan ağ kalitesi; seçilen eleman türüne, elemanların boyutuna, ağ örme yöntemine ve modelin sahip olduğu geometriye göre farklılık göstermektedir. İdeal bir ağ modeli oluşturma yöntemi bulunmamaktadır. Ancak ağ kalitesi ve çözüm süresi arasında bir denge sağlanarak gerçekleştirilecek analiz çalışmaları için en uygun yöntem çalışmalar sonucunda belirlenmiştir [26]. Sonlu elemanlar modeli için yapılan yeni tasarımlar ile Catia V5 ortamında montajlar hazırlanmıştır. Şekil 7 a ve 7 b'de birinci ve ikinci paket için hazırlanan montajlar gösterilmiştir. Birinci (a) tasarım paketi topoloji optimizasyonu referans alınarak iki farklı model tasarlanmıştır. Şekil 7 a-i' de paket hacminin %10'unun optimizasyon için izin verildiği model, Şekil 7 a-ii'de

hazırlanan montajlar üzerinde sonlu elemanlar ile analiz çalışmaları yürütülmüştür. Sınır koşulları, Şekil 8'de verildiği gibi rot başı ve rot kolunun kinematik noktaları ile programa tanıtılmıştır. Rot kolunun araçtaki montajı göz önüne alınarak x, y, z yönlerdeki hareketleri ve y yönündeki dönme hareketi kısıtlanmıştır, rot başının x ve z yönlerindeki hareketi kısıtlanmıştır, y yönünde hareket serbestliği bulunmaktadır. Kuvvet, y ekseninde uygulanmıştır.

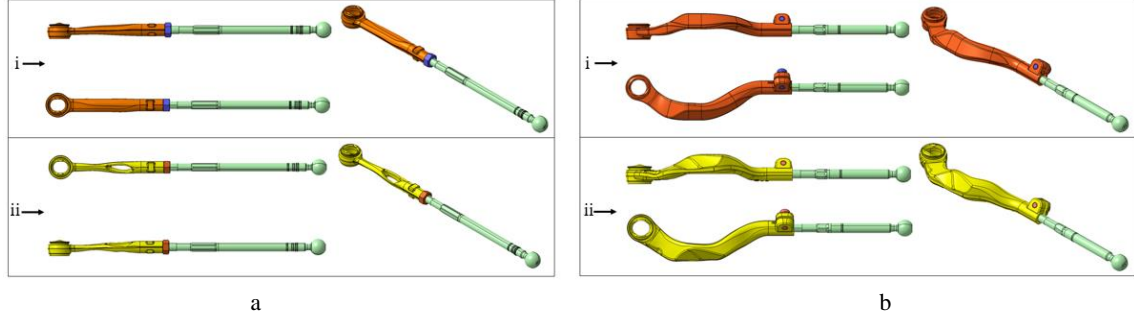
Modellere 10 mm yer değişimi olana kadar y yönünde yük uygulanmıştır ve Şekil 9'daki kuvvet-yer değiştirme eğrileri elde edilmiştir. Dikey eksen kuvveti tanımlarken, yatay eksen yer değiştirme miktarını göstermektedir.

Sonlu elemanlar analizi sonucunda uygulanan kuvvet ve yer değiştirme miktarını gösteren bir eğri elde edilmektedir (Şekil 9; A eğrisi), bu eğrinin tepe noktası (Şekil 9; B noktası), rot için burkulma kuvvetini vermektedir. Tepe noktasından yer değiştirme miktarının verildiği eksene dikey bir doğru çizildiğinde burkulma anında gözlenen yer değişimi miktarı grafikten okunmaktadır.

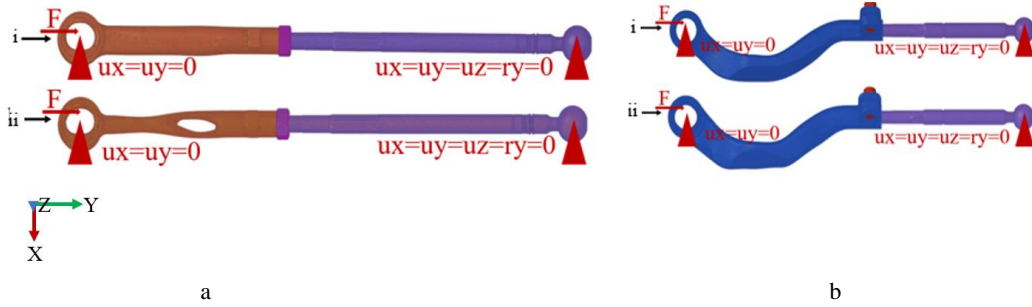
Elde edilen eğriye orijin noktasından teğet bir doğru (Şekil 9; C doğrusu) daha çizilmektedir ve bu doğru rot başı kinematik noktası için izin verilen yer değiştirme miktarı kadar ötelenip (Şekil 9; D doğrusu) eğri ile kesiştirildiğinde plastik deformasyon başlangıç kuvveti (Şekil 9; E noktası) elde edilmektedir. Plastik deformasyon başlangıcı anında gözlenen yer değişimi

miktarını okuyabilmek için yine bu noktadan yer değiştirme miktarının verildiği eksene dikey bir doğru çizilmektedir. Çizelge 4 içerisinde kuvvet ve yer değiştirme grafiklerinde okunan değerler tablo halinde dönüştürülerek teknik gereksinimler ile karşılaştırılmıştır.

0,2 mm' dir. Elde edilen bu kuvvet-yer değiştirme eğrilerine göre burkulma kuvveti; birinci model için 24,9 kN, ikinci model için 26,1 kN olarak görülmektedir.



**Şekil 7.** a) Birinci tasarım paketi modelleri montajı; i) birinci model, ii) ikinci model, b) İkinci tasarım paketi modelleri montajı; i) birinci model, ii) ikinci model ( a) Assembly of frst design package models; i) first design, ii) second design, b) assembly of second design package models; i) first design, ii) second design)

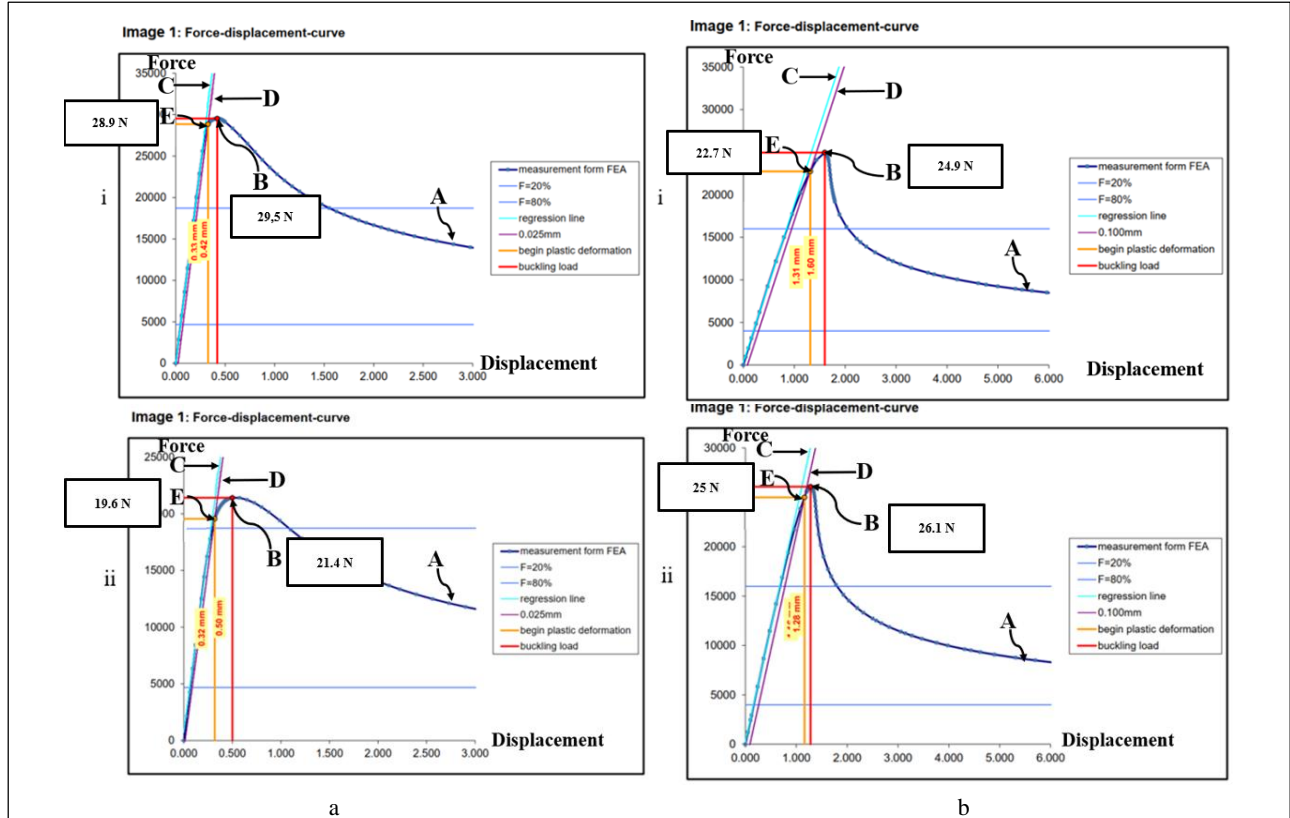


**Şekil 8.** a) Birinci tasarım paketi için sınır koşulları ve kuvvet yönleri; i) birinci model, ii) ikinci model, b) İkinci tasarım paketi için sınır koşulları ve kuvvet yönleri; i) birinci model, ii) ikinci model ( a) Boundary conditions and forces for first design package, i) first design, ii) second design; b) boundary conditions and forces for second design package, i) first design, ii)second design)

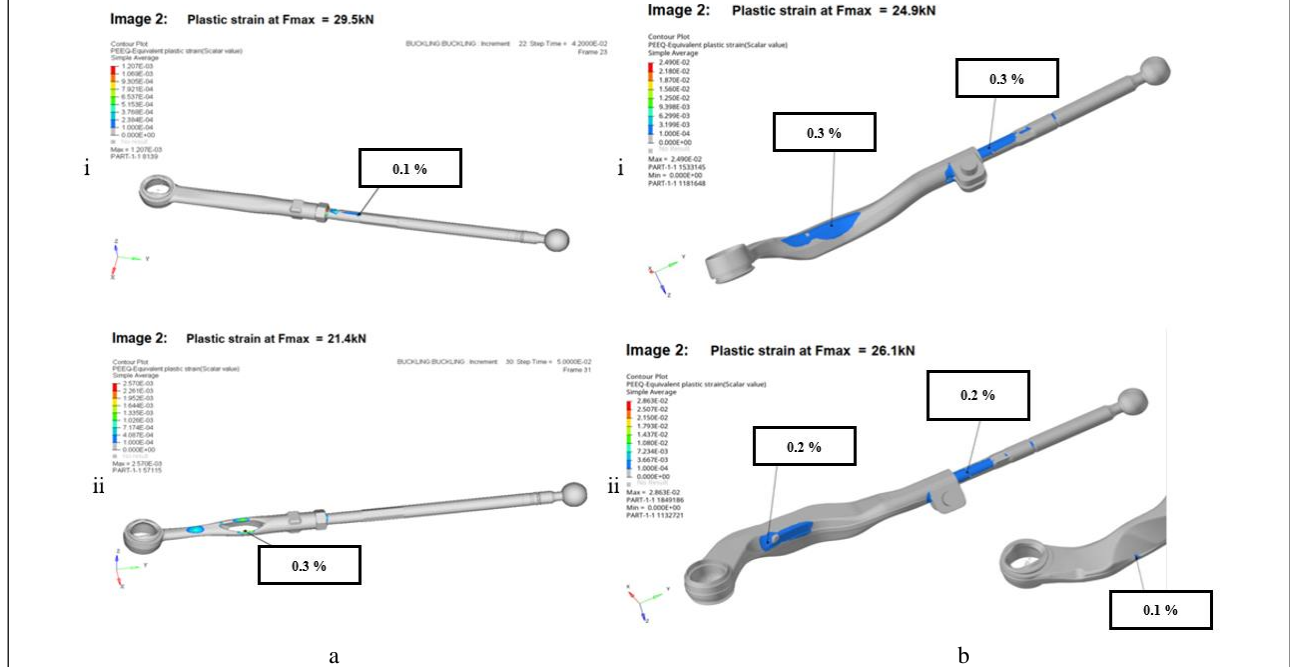
Birinci tasarım paketi için; burkulma penceresi 26-33 kN, plastik deformasyon başlangıç kuvveti 23,4 kN olarak verilmiştir. Rot başı kinematik noktası için izin verilen yer değiştirme miktarı 0,05 mm'dir. Elde edilen bu kuvvet-yer değiştirme eğrilerine göre burkulma kuvveti; birinci model için 29,5 kN, ikinci model için 21,4 kN olarak görülmektedir. Burkulma anındaki yer değiştirme miktarları birinci model için 0,42 mm, ikinci model için 0,50 mm olarak okunmaktadır. Orijin noktasından bu eğriye teğet olacak şekilde bir doğru çizilmiştir. Bu doğru, daha güvenilir sonuçlara ulaşabilmek amacıyla teknik gereksinimin izin verdiği 0,05 mm değerinin yarısı olan 0,025 mm ötelenip eğri ile kesiştirilmiştir. Kesişim noktası modellerin plastik deformasyon başlangıç kuvvetlerini vermektedir. Plastik deformasyon başlangıç kuvveti; birinci model için 28,9 kN, ikinci model için 19,6 kN'dir. Plastik deformasyon başlangıcında yer değiştirme miktarı, birinci model için 0,33 mm, ikinci model için 0,32 mm'dir. İkinci tasarım paketi için; burkulma penceresi 25-30 kN, plastik deformasyon başlangıç kuvveti 20 kN olarak verilmiştir. Rot başı kinematik noktası için izin verilen yer değiştirme miktarı

Burkulma anındaki yer değiştirme miktarları birinci model için 1,60 mm, ikinci model için 1,28 mm olarak okunmaktadır. Orijin noktasından bu eğriye teğet olacak şekilde çizilen doğru yine teknik gereksinimin yarısı alınarak 0,1 mm ötelenmiştir. Plastik deformasyon başlangıç kuvveti; birinci model için 22,7 kN, ikinci model için 25 kN'dir. Plastik deformasyon başlangıcında yer değiştirme miktarı; birinci model için 1,31 mm, ikinci model için 1,16 mm'dir.

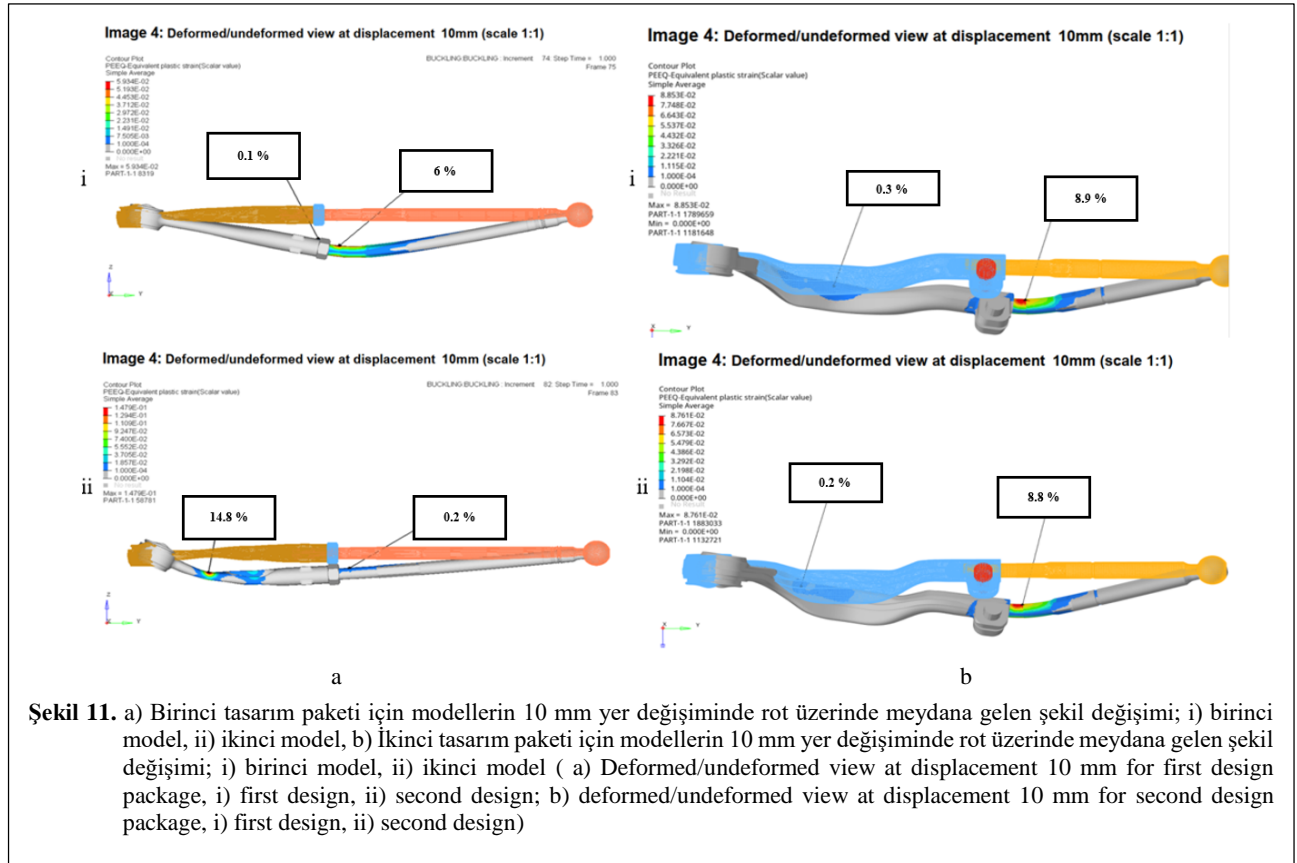
Birinci tasarım paketi için kalıcı deformasyon; birinci model için rot kolu üzerinde 29,5 kN'da, ikinci model için rot başı üzerinde 21,4 kN' da gözlenmektedir. 29,5 kN'da rot kolu üzerinde %0,07 şekil değişimi görülürken, 21,4 kN'da %0,26 şekil değişimi görülmektedir. Şekil 10 a' da şekil değişimlerinin yerleri gösterilmiştir. İkinci tasarım paketi için kalıcı deformasyon; birinci model üzerinde 24,9 kN'da, ikinci model üzerinde 26,1 kN'da gözlenmektedir. 24,9 kN'da rot başında %0,25; rot kolu üzerinde %0,26 şekil değişimi görülürken; 26,1 kN'da rot başında %0,21; rot kolu üzerinde %0,21 şekil değişimi görülmektedir. Şekil 10 b' da şekil değişimlerinin yerleri gösterilmiştir.



**Şekil 9.** a) Birinci tasarım paketi modelleri kuvvet-yer değiştirme eğrileri; i) birinci model, ii) ikinci model, b) İkinci tasarım paketi modelleri kuvvet-yer değiştirme eğrileri; i) birinci model, ii) ikinci model ( a) Force-displacement curves for first design package, i) first design, ii) second design; b) force-displacement curves for second design package, i) first design, ii) second design)



**Şekil 10.** a) Birinci tasarım paketi modelleri için kalıcı deformasyon; i) birinci model, ii) ikinci model, b) İkinci tasarım paketi modelleri için kalıcı deformasyon; i) birinci model, ii) ikinci model ( a) Plastic strain at Fmax for first design package, i) first design, ii) second design; b) plastic strain at Fmax for second design package, i) first design, ii) second design)

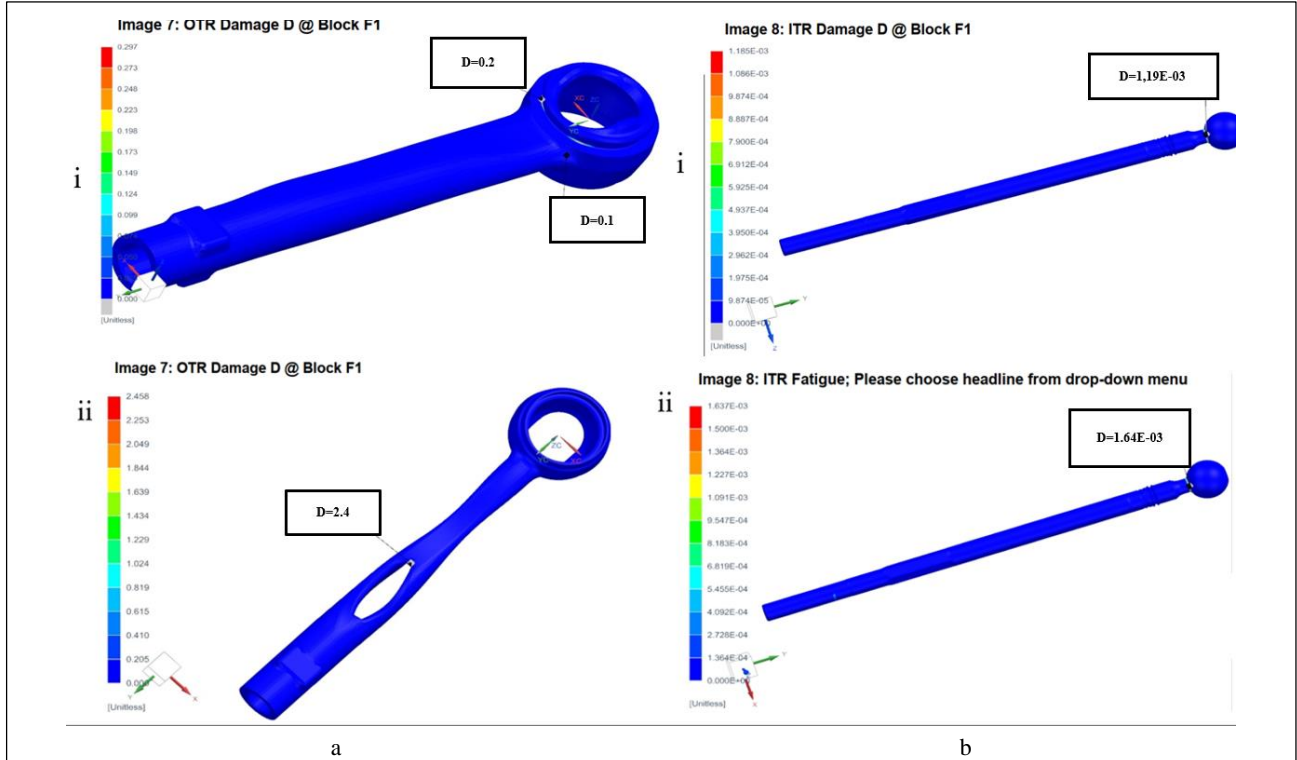


Modellerin 10 mm yer değişiminde sahip olduğu deformasyon değerleri Şekil 11 a ve b' de verilmiştir. Birinci tasarım birinci model için rot başı üzerinde %0,09; rot kolu üzerinde ise %5,93 olarak şekil değişimi görülmektedir. İkinci tasarım birinci model için rot başı üzerinde %0,25; rot kolu üzerinde ise %8,85 olarak şekil değişimi görülmektedir. İkinci model için ise rot başı üzerinde %0,21; rot kolu üzerinde ise %8,76 olarak şekil değişimi görülmektedir.

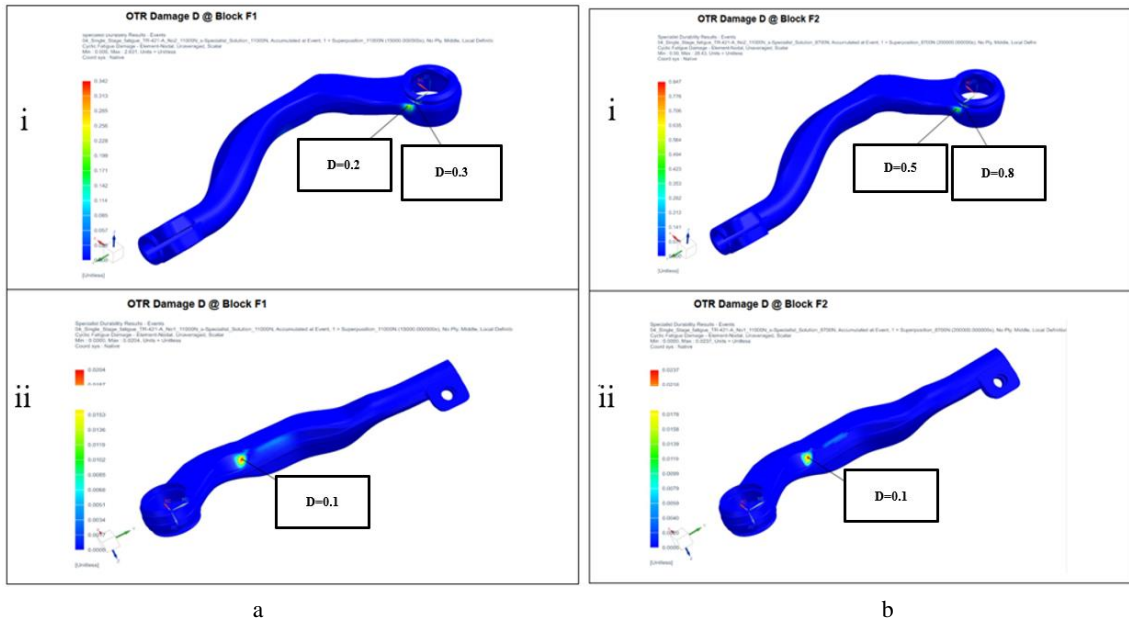
Rot üzerine birinci tasarım paketi için F1; 19,5 kN, 10.000 çevrim ve F2; 9 kN, 200.000 çevrim ikinci tasarım paketi için F1; 11 kN, 15.000 çevrim ve F2; 8,7 kN, 200.000 çevrim yorulma yükleri uygulanmıştır. Şekil değişimi-ömür yöntemine göre; Şekil 12 a ve b' de birinci tasarım paketi için yüksek yük, düşük çevrim olan F1 uygulandıktan sonra rot başı gövdesi ve rot kolu mafsal mili üzerinde oluşan hasar miktarları verilmektedir. Yüksek yük ve düşük çevrimlerde, düşük yük ve yüksek çevrimlere göre daha fazla hasar görülmektedir.

Birinci pakette F1 sonrası birinci model rot başı gövdesi üzerinde hasar 0,1; kafa bölgesinde ise 0,2 olarak görülmektedir. İkinci model rot başı gövdesi üzerinde hasar 2,4 okunmaktadır. F1 için rot kolu mafsal mili üzerinde ise oluşan hasar değeri birinci modelde 1,19E-03; ikinci modelde 1,64E-03'tür. F2 sonrası birinci modelde oluşan hasar değeri 0,2'dir, rot kolu üzerinde hasar yoktur. Oluşan hasar değerleri F1'de daha yüksek olduğundan F1 hasar bölgeleri verilmiştir.

İkinci tasarım paketinde ise F1 sonrası birinci model rot başı gövdesi üzerinde hasar 0,2; kafa bölgesinde ise 0,3 olarak görülmektedir. İkinci model rot başı gövdesi üzerinde hasar 0,1 okunmaktadır. F2 sonrası rot başı gövdesi üzerinde birinci model rot başı gövdesi üzerinde hasar 0,5; kafa bölgesinde ise 0,8'dir. İkinci modelde 0,1'dir. F1 ve F2 için rot kolu üzerinde hasar görülmemektedir. Oluşan hasar bölgeleri Şekil 13 a ve b'de verilmiştir.



**Şekil 12.** a) Birinci tasarım paketi modelleri rot başı gövdesi üzerinde F1 sonucu oluşan hasar; i) birinci model, ii) ikinci model, b) Birinci tasarım paketi modelleri rot kolu üzerinde F1 sonucu oluşan hasar; i) birinci model, ii) ikinci modeli ( a) F1 damage on the radial housing for first design package, i) first design, ii) second design; b) F1 damage on the ball stud for first design package, i) first design, ii) second design)



**Şekil 13.** a) İkinci tasarım paketi modelleri rot başı gövdesi üzerinde F1 sonucu oluşan hasar; i) birinci model, ii) ikinci model, b) İkinci tasarım paketi modelleri rot başı gövdesi F2 sonucu oluşan hasar; i) birinci model, ii) ikinci model ( a) F1 damage on the radial housing for second design package, i) first design, ii) second design; b) F2 damage on the radial housing for second design package, i) first design, ii) second design)

#### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Rotlar, çalışma ortamlarında dinamik ve statik yüklere maruz kaldıklarından tasarım aşamasında parçaların burkulma ve yorulma davranışlarının incelenmesi en önemli aşamalardan biridir. Böylece tasarımı yapılan parçaların teknik gereksinimleri karşılayıp karşılamadığı belirlenmektedir. Rotun araç içerisindeki pozisyonu ve diğer araç parçaları ile çalıştığı durumlar dikkate alınarak hazırlanan tasarım paketleri için topoloji optimizasyonu kullanılarak farklı rot başı tasarımları yapılmıştır. Bu tasarımların burkulma ve yorulma performanslarını değerlendirebilmek amacıyla sonlu elemanlar ile analiz çalışmalarından yararlanılmıştır. Sonlu elemanlar analizleri teknik gereksinimlere uygun olarak farklı yük ve çevrimler altında uygulanmıştır. Tasarım paketlerine uygun olarak hazırlanan modeller için burkulma analiz çalışmalarından Çizelge 4'teki sonuçlar elde edilmiştir.

üzerine statik yükler dışında dinamik yükler de uygulanarak Çizelge 5'teki sonuçlara ulaşılmıştır.

#### [5. SONUÇ (CONCLUSION)]

Birinci tasarım paketi plastik deformasyon başlangıç kuvveti birinci model için 28,9 kN; ikinci model için 19,6 kN'da gerçekleşmektedir. Burkulma ise birinci model için 29,5 kN; ikinci model için 21,4 kN'da görülmektedir. Buna göre birinci model plastik deformasyon ve burkulma için gereksinimleri karşılarken ikinci model karşılayamamaktadır.

İkinci tasarım paketi plastik deformasyon başlangıç kuvveti birinci model için 22,7 kN; ikinci model için 25 kN'da gerçekleşmektedir. Burkulma ise birinci model için 24,9 kN; ikinci model için 26,1 kN'da görülmektedir. gereksinimini karşılamaktadır. Ancak birinci model burkulma için gereksinimleri

**Çizelge 4.** Birinci ve ikinci tasarım paketi modelleri plastik deformasyon başlangıç kuvveti ve burkulma sonuçları (Buckling results and plastic strain for first and second design package)

Birinci tasarım paketi	Plastik deformasyon başlangıç kuvveti <i>Kalıcı deformasyon limiti: 0,025 mm</i>			Burkulma kuvveti		
	Hedef	Sonuç		Hedef	Sonuç	
Birinci model	>23,4 kN	28,9 kN	uygun	Min. 26 kN Max. 33 kN	29,5 kN	uygun
İkinci model	>23,4 kN	19,6 kN	uygun değil	Min. 26 kN Max. 33 kN	21,4 kN	uygun değil
İkinci tasarım paketi	Plastik deformasyon başlangıç kuvveti <i>Kalıcı deformasyon limiti: 0,1 mm</i>			Burkulma kuvveti		
	Hedef	Sonuç		Hedef	Sonuç	
Birinci model	>20 kN	22,7 kN	uygun	Min. 25 kN Max. 30 kN	24,9 kN	uygun değil
İkinci model	>20 kN	25 kN	uygun	Min. 25 kN Max. 30 kN	26,1 kN	uygun

Tekrarlı yüklere maruz kalan bir parçanın arızalanmasını önlemek ya da geciktirmek, tasarım sırasında dikkat edilmesi gereken bir aşamadır. Yorulma hasarı mühendislikteki en önemli konular arasında yer almaktadır. Hasar, uygulanan yük çevrimleri ile kümülatif bir şekilde artmaktadır ve parçanın kırılmasına sebep olabilmektedir. Genelde yorulmaya maruz kalan parçaların ömür tahmini, doğrusal kümülatif hasar kuralları ile "güvenli ömür" yaklaşımına dayanmaktadır. Bu kuralda, çevrimsel yük uygulanan parçadaki hasar değerinin 1'e ulaşması, parçanın yorulma hasarına uğrayacağını belirtmektedir. Firmalar, ürettikleri parçalardan elde ettikleri deneysel veriler ile yorulma hasarına uğrayacağını gösteren bu değeri 1'in üstünde veya altında sınırlandırabilmektedirler [27]. Tekrarlı yüklemelere maruz kalan parçaların dayanımı azalır. Malzemenin akma ve kopma mukavemetlerinin altındaki gerilme değerlerinde bile parçada kırılma meydana gelebilir, bunun nedeni yorulma olayıdır [28]. Rot

karşılayamazken ikinci model karşılamaktadır.

Birinci tasarım paketi için F1 uygulandıktan sonra hasar birinci model rot başında 0,1 ve rot kolunda 1,19E-03; ikinci model rot başında 2,4 ve rot kolunda 1,64E-03 olarak görülmektedir. F2 sonrası ise hasar ikinci model rot başı dışında parçalar üzerinde görülmemektedir. İkinci model rot başı üzerinde görülen hasar değeri 0,2'dir. Böylece birinci model yorulma için gereksinimleri karşılarken ikinci model karşılayamamaktadır. Diş bölgesi yapılan analizlerde hariç tutulmuştur.

İkinci tasarım paketi için F1 uygulandıktan sonra hasar birinci ve ikinci model için sadece rot başlarında görülmektedir. Görülen hasar değerleri birinci model rot başı için 0,2; ikinci model rot başı için 0,1'dir. F2 sonrası ise hasar yine sadece rot başları üzerinde görülmektedir.

gereksinimlerini karşılamaktadır. Diş bölgesi yapılan analizlerde hariç tutulmuştur.

**Çizelge 5.** Birinci ve ikinci tasarım paketi modelleri yorulma sonuçları (Fatigue results for first and second design package)

Birinci tasarım paketi	Plastik deformasyon başlangıç kuvveti <i>Kalıcı deformasyon limiti: 0,025 mm</i>			Burkulma kuvveti		
	Hedef	Sonuç		Hedef	Sonuç	
Birinci model	>23,4 kN	28,9 kN	uygun	Min. 26 kN Max. 33 kN	29,5 kN	uygun
İkinci model	>23,4 kN	19,6 kN	uygun değil	Min. 26 kN Max. 33 kN	21,4 kN	uygun değil
İkinci tasarım paketi	Plastik deformasyon başlangıç kuvveti <i>Kalıcı deformasyon limiti: 0,1 mm</i>			Burkulma kuvveti		
	Hedef	Sonuç		Hedef	Sonuç	
Birinci model	>20 kN	22,7 kN	uygun	Min. 25 kN Max. 30 kN	24,9 kN	uygun değil
İkinci model	>20 kN	25 kN	uygun	Min. 25 kN Max. 30 kN	26,1 kN	uygun

#### ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

#### YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

**Ecem METE:** Tasarım ve analiz çalışmalarını yapmıştır.

**Hüdayim BAŞAK:** Analiz sonuçlarının yorumlanmasında katkı sağlamıştır.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Taş, K., "*Binek araç rotunun push-out ve yorulma performansının deneysel ve nümerik olarak incelenmesi.*" Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, (2017).
- [2] Nalbant, H.M., "*Dövme yöntemi ile üretilmiş rotilli salıncak kolunun topoloji optimizasyonu ile tasarım iyileştirilmesi.*" Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, (2021).
- [3] Taş, K., Uyanık, E. ve Pekbey, Y., "Comparison of buckling load of passenger car with different cross-section tie rod by using energy methods and fem.", *8. Otomotiv Teknolojileri Kongre Bildiri Özetleri Kitabı*, Bursa, 42-44, (2016).
- [4] Zerkin, D., "*Binek araçlardaki rot başlarında yorulma davranışının incelenmesi.*" Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, (2019).

Hasar, birinci model rot başı için 0,5; ikinci model rot başı için 0,1'dir. Birinci ve ikinci model yorulma

- [5] Pehlivan, K.M. ve Özsoy, M., "Rot başının bilgisayar destekli yapısal çözümlenmesi.", *Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 1(1): 45-51, (2014).
- [6] Uludamar, E., Biçer, S. G. ve Taş, M., "Sonlu elemanlar metodu kullanılarak rot üzerinde oluşan gerilmelerin hesaplanması.", *Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 1(1): 30-35, (2018).
- [7] Kankarej, S. P., Nema, A. A. and Anantharma, "FEA and optimization of tie rod of motor vehicle.", *International Research Journal of Engineering and Technology*, 03(09): 812-817, (2016).
- [8] Park, Y. C., Baek, S. K., Seo, B. K., Kim, J. K. and Lee, K. H., "Lightweight design of an outer tie rod for an electrical vehicle.", *Journal of Applied Mathematics*, 2014: 1-16, (2014).
- [9] Mungi S. and Navthar R., "Performance optimization of tie rod using FEA.", *International Journal of Engineering Research and Development*, 11(3): 27-33, (2015).
- [10] Güvenç, M.A., "*Dayanıklılık ve ömür kriterlerine göre optimum tasarıma sahip süspansiyon ve direksiyon sistemi bileşenleri geliştirilmesi.*" Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, (2015).
- [11] Top, N., Şahin, İ., ve Gökçe, H., "3B Yazıcı teknolojisi için topoloji optimizasyonu: Otomotivde salıncak kolu üzerine bir çalışma." *Third International Symposium on Industrial Design & Engineering (ISIDE)*, Antalya, (2018).
- [12] Chaudhari, P. and Khairnar, R., "Weight optimization of hub and knuckle using topology optimization.", *SSRG International Journal of Mechanical Engineering*, 7(6): 20-23, (2020).
- [13] Shaari, M. S., Rahman, M. M., Noor, M. M., Kadirgama, K., & Amiruddin, A. K., "Design of connecting rod of internal combustion engine: A topology optimization

- Engineering Research and Postgraduate Studies (2nd NCMER 2010)*, Malaysia, 155-166, (2010).
- [14] <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.11.778>, “Design, Analysis and Topology Optimization of Connecting Rod.”, (2020).
- [15] Helal, M., Alogla, A., Abdel-Aziz, K., Foudaa, N. And Fathallah, E., “Structure topology optimization of internal combustion engine connecting rode using Finite Element Analysis.”, *International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562*, 13(10): 7298-7304, (2018).
- [16] Archana, K., Anantha Reddy, Y., Naveena, P. and Sai Anusha, K., “Topology optimization of connecting rod using Ansys Workbench 18.1.”, *International Journal of Creative Research Thoughts (IJCRT)*, 8(5): 1659-1668, (2020).
- [17] Myagkov, L. and Chirskiy, S. and Panchenko, V. and Kharchenko, V. and Vasant, P., “*Application of the Topological Optimization Method of a Connecting Rod Forming by the BESO Technique in ANSYS APDL.*” *Advances in Intelligent Systems and Computing*, 1072: 239-248, (2020).
- [18] Kutlak, H, ve Uygur, İ., “Ticari araç sac salıncak düzeninin sonlu elemanlar metodu ile yorulma analizi”, *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 2: 235-250, (2014).
- [19] Yıldız, A.R., “Taşıt elemanlarının yapısal optimizasyon teknikleri ile optimum tasarımı.”, *Politeknik Dergisi*, 20(2): 319-323, (2017).
- [20] Kaya, F., İnce G., Avcar M. and Yünlü, L., “Kalça protezi tasarımının sonlu elemanlar yöntemi ile statik analizi”, *Journal of Engineering Sciences and Design*, 9(1): 199-208, (2021).
- [21] Göv, İ., Küçük, M.İ., “Topoloji optimizasyonunda eleman silme metodunun uygulanması.” *Ulusal Mekanik Kongresi*, Isparta, 437-445, (2007).
- [22] Eren, İ. and Karasu Asnaz, M.S., “T-Bağlantı kaynak deformasyonunun sonlu elemanlar yöntemi ile simülasyonu ve deneysel doğrulaması.”, *Politeknik Dergisi*, 25(1): 455-466, (2022).
- [23] Kahraman, F., Küçük, M., “Otomotiv endüstrisinde topoloji optimizasyonu ile ağırlık azaltma uygulaması üzerine bir araştırma.”, *European Journal of Science and Technology*, 20: 623-631, (2020).
- [24] Cindemir, S., Demir C., Tahralı, N., “GTD Model jeep şasisinin sonlu elemanlar metodu ile analizi.” *Otekon’02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, 54-61, (2002).
- [25] Koçak, M.R., Korkut, İ., “İnsansız hava aracı burun iniş takımı çatalı için topoloji optimizasyonu uygulaması.”, *Politeknik Dergisi*, \*(\*) : \*, (\*).
- [26] Enginar, H. E., “*Ağır taşıt jantının topoloji optimizasyonu yardımıyla optimum tasarımı.*” Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, (2014).
- [27] Saatçı G. E. ve Tahralı N., “Birlikimli hasar teorileri ve hareket iletim elemanına uygulanması.”, *Havacılık ve Uzun Teknolojileri Dergisi*, 1(1): 21-30, (2013).
- [28] Kaya, N., Karamangil, M.i. ve Bozkurt R., “Biyel üzerine açılan yağlama deliklerinin yorulma dayanımına etkisinin incelenmesi.” *Otekon’02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, 14-19, (2002).