

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE ve İMALAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON ve İMALAT BİLİM DALI**

**KARDAN MİLİNDE KULLANILAN ALT BİRİM PARÇALARININ TASARIMI
ve OPTİMİZASYONU**

Melih HATUN

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Selda AKGÜN KAYRAL**



MANİSA-2023

**Melih
HATUN**

**KARDAN MİLİNDE KULLANILAN ALT BİRİM PARÇALARININ
TASARIMI ve OPTİMİZASYONU**

2023

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Melih HATUN



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	I
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IV
TABLO DİZİNİ	VI
TEŞEKKÜR.....	VII
ÖZET.....	VIII
ABSTRACT.....	IX
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı	6
2 KARDAN MİLLERİ	7
2.1 Kardan Miline Giriş.....	7
2.2 Kardan Mili Tarihçesi	8
2.3 Kardan Mili Yerleşimi.....	9
2.4 Kardan Milinin Temel Görevleri.....	12
2.4.1 Tork İletimi	12
2.4.2 Devir İletimi.....	12
2.4.3 Açı Değişkenliği.....	12
2.4.4 Boy Değişkenliği.....	12
2.5 Kardan Mili Tasarım Parametreleri.....	13
2.5.1 Dayanıklılık.....	13
2.5.2 Tork Kapasitesi	14
2.5.3 Kritik Hız	14
2.5.4 Mafsal Açısı	15
2.5.5 Boy Değişkenliği.....	16
2.6 Kardan Mili Çeşitleri.....	17
2.6.1 Ön Kardan Mili	17
2.6.2 Arka Kardan Mili	18
2.6.3 Kısa Kardan Mili.....	18
2.6.4 Çok Parçalı Kardan Mili	19
2.7 Kardan Mili Birim Parçaları.....	20
2.7.1 Sabit Mafsal Grubu	20

2.7.1.1	Çatallı Flanş	20
2.7.1.2	Komple İstavroz.....	21
2.7.1.3	Tüp Çatal.....	21
2.7.2	Kayıcı Mafsal Grubu.....	22
2.7.3	Ara Yatak Grubu	22
2.8	Kardan Mili Doğrulama Testleri	22
2.8.1	Statik Torsiyon Testi	23
2.8.2	Torsiyonel Yorulma Testi	23
3	OPTİMİZASYON	24
3.1	Optimizasyon Tanımı	24
3.2	Tasarım Süreci.....	24
3.3	Optimizasyonun Tarihçesi.....	26
3.4	Optimizasyon Problemlerinin Uygulama Alanları.....	28
3.5	Temel Optimizasyon Bileşenleri	28
3.5.1	Amaç Fonksiyonunun Belirlenmesi.....	28
3.5.2	Değişkenlerin Tanımlanması	29
3.5.3	Kısıtların Tanımlanması.....	29
3.6	Yapısal Optimizasyon	30
3.6.1	Boyut Optimizasyonu	31
3.6.2	Şekil Optimizasyonu	31
3.6.3	Topoloji Optimizasyonu	32
4	DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	34
4.1	Mevcut Çatallı Flanş Parçasının Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi	35
4.2	Topoloji Optimizasyonu.....	40
4.3	Topoloji Optimizasyon Sonrası Hafifletilmiş Çatallı Flanş Tasarımı	43
4.4	Hafifletilmiş Çatallı Flanş Parçasının Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi ...	45
4.5	Mevcut-Hafifletilmiş Çatallı Flanşlara ait Ağırlık ve Analiz Karşılaştırması...	49
5	DENEYSEL ÇALIŞMALARIN DOĞRULAMA TESTLERİ	51
5.1	Statik Torsiyon Testi	51
5.2	Torsiyonel Yorulma Testi	51
5.3	Strain Gauge Yardımıyla Gerilim Datası Toplama	52
6	SONUÇ.....	55



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Ağır ticari araç (ATA) kardan mili çeşitleri a) Kısa kardan mili, b) Ön kardan mili, c) Arka kardan mili.....	1
Şekil 1.2. Hafif ticari araç (HTA) kardan mili çeşitleri a) İki parçalı kardan mili b) Üç parçalı kardan mili.....	2
Şekil 1.3. Topoloji Optimizasyon Örnekleri a-) Karamert 2022 b-) Ma'arof 2022 c-) Sudin 2014 d-) Dhore 2019 e-) Kalantre 2018.....	3
Şekil 2.1. Ağır ticari araç kardan mili bağlantı şekli [13].....	7
Şekil 2.2. İtalyan Matematikçi Girolamo Cardano'nun halka mafsali [1]	8
Şekil 2.3. Robert Hooke'un bahsetmiş olduğu Johannes Hevelius'un teleskopundaki universal mafsali [1].....	9
Şekil 2.4. Araçlardaki kardan mili yerleşiminin şematik gösterimi [1]	10
Şekil 2.5. Farklı araçlara ait kardan mili yerleşimi [1]	11
Şekil 2.6. Kardan mili limit tork değerine ait bir örnek [14]	14
Şekil 2.7. Hafif ticari araca ait arka aks hareketleri [2]	16
Şekil 2.8. Arka kardan millerinde kayıcı takımın kardan mili boyuna etkisi	16
Şekil 2.9. Ağır ticari araç ön kardan mili	17
Şekil 2.10. Ağır ticari araç arka kardan mili	18
Şekil 2.11. Ağır ticari araç kısa kardan mili.....	18
Şekil 2.12. Hafif ticari araç iki parçalı kardan mili.....	19
Şekil 2.13. Hafif ticari araç üç parçalı kardan mili	19
Şekil 2.14. Sabit mafsali grubu	20
Şekil 2.15. Çatallı flanş bağlantı tipleri.....	21
Şekil 3.1. $f(x)$ ve $-f(x)$ fonksiyonları [18]	24
Şekil 3.2. Geleneksel tasarım yöntemi [19]	25
Şekil 3.3. Optimum tasarım yöntemi [19].....	26
Şekil 3.4. Yapısal optimizasyona ait 3 kategori.....	30
Şekil 3.5. Boyut optimizasyonuna ait bir örnek [23]	31
Şekil 3.6. Şekil optimizasyonuna ait bir örnek [23].....	31

Şekil 3.7. Topoloji optimizasyonuna bir örnek [23]	32
Şekil 3.8. Topoloji optimizasyonu yapılmış motor montaj braketine ait bir örnek [26]..	33
Şekil 4.1. Mevcut çatallı flanş üç boyutlu model görüntüsü a) Dövme modele ait izometrik görüntü b) Nihai ürüne ait modelin izometrik görüntüsü c) Dövme modele ait alt görüntü d) Nihai ürüne ait modelin alt görüntüsü	36
Şekil 4.2. Yapısal ağ elemanı	37
Şekil 4.3. Mevcut çatallı flanş kritik bölgedeki mesh yapısı	37
Şekil 4.4. Ön hazırlığı tamamlanan mevcut çatallı flanş	38
Şekil 4.5. Mevcut çatallı flanş üzerindeki Von Mises gerilme dağılımı	39
Şekil 4.6. Mevcut çatallı flanş üzerindeki şekil değişim dağılımı	39
Şekil 4.7. Mevcut çatallı flanş üç boyutlu modeli a) Dövme modeli b) Nihai ürün modeli	40
Şekil 4.8. Topoloji optimizasyonu sınır şartları	41
Şekil 4.9. Topoloji optimizasyonu ile %50 hacim azalması	41
Şekil 4.10. Topoloji optimizasyonu ile %40 hacim azalması	42
Şekil 4.11. Topoloji optimizasyonu ile %30 hacim azalması	42
Şekil 4.12. Hafifletilmiş yeni tasarım çatallı flanş üç boyutlu model görüntüsü-1 a) Dövme modele ait izometrik görüntü b) Nihai ürüne ait modelin izometrik görüntüsü c) Dövme modele ait alt görüntü d) Nihai ürüne ait modelin alt görüntüsü	43
Şekil 4.13. Hafifletilmiş yeni tasarım çatallı flanş üç boyutlu model görüntüsü-2 a) Dövme modele ait izometrik görüntü b) Nihai ürüne ait modelin izometrik görüntüsü c) Dövme modele ait alt görüntü d) Nihai ürüne ait modelinin alt görüntüsü	44
Şekil 4.14. Hafifletilmiş çatallı flanşa ait kritik bölgedeki mesh yapısı	46
Şekil 4.15. Ön hazırlığı tamamlanan hafifletilmiş çatallı flanş.....	47
Şekil 4.16. Hafifletilmiş çatallı flanş üzerindeki Von Mises gerilme dağılımı.....	48
Şekil 4.17. Hafifletilmiş çatallı flanş üzerindeki şekil değişim dağılımı	48
Şekil 4.18. Hafifletilmiş çatallı flanş üzerinde kritik A-B-C bölgelerinin 3D gösterimi.	50
Şekil 5.1. Hafifletilmiş çatallı flanşta gerilim datası toplama bölgeleri.....	53
Şekil 5.2. Gerilim data toplama çalışmasına ait görüntü	54

TABLO DİZİNİ

Tablo 4.1. C45E malzemesine ait alaşım elementlerinin oranları ve sertlik değeri [27].	35
Tablo 4.2. C45E malzemesinin özellikleri [27]	35
Tablo 4.3. Mevcut-hafifletilmiş çatallı flanş ağırlıkları ve talaş miktarları	49
Tablo 4.4. Mevcut-hafifletilmiş çatallı flanş FEA sonuçları	50
Tablo 5.1. FEA-Statik torsiyon test sonuçları	54



TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın her aşamasında teknik bilgi ve birikimlerini esirgemeyen bana her zaman destek olan ve manevi desteğini her zaman hissettiğim çok değerli danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Selda AKGÜN KAYRAL'a;

Çalışmaya vermiş oldukları destek nedeni ile Tirsan Kardan Ar-Ge Merkezi ekibi ve yöneticilerine;

Hayatımın her aşamasında yanımda olup beni yetiştiren ve varlıklarıyla bana güç veren sevgili aileme;

Yüksek lisans öğrenimime başladığım günden beri desteğini, sevgisini hiçbir zaman esirgemeyen ve bana güvenerek beni cesaretlendiren çok değerli eşime ve hayatımı anlamlaştırarak tüm yorgunluğumu alan canım oğluma;

Teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Melih HATUN
Manisa, 2023

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Melih HATUN

Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Selda KAYRAL

Kardan mili ya da diğer adıyla kardan şaftları, motor tarafından üretilen ve vites kutusu üzerinden iletilen güç sonucu ortaya çıkan döndürme momentini ve döndürme hareketini, sabit ya da değişken açısal pozisyonlarda diferansiyelle iletme görevini üstlenirler. Kısaca, Kardan mili, taşıtı harekete geçirmek için motordan aldığı torku diferansiyelle iletme için kullanılan bir güç aktarma organıdır. Kardan milindeki açısal hareket mafsallı grubu tarafından sağlanmaktadır. Mafsallı grubunun bir alt bileşeni olan çatallı flanş çalışma koşullarında yüksek, değişken ve bileşke gerilmelere maruz kalmaktadır.

Bu çalışmada halihazırda üretimi gerçekleştirilen mevcut çatallı flanş için; bilgisayar destekli tasarım (CAD) programlarından CATIA V5 ortamında yeniden tasarlanmış akabinde yoğunluk metodu kullanılarak Altair Inspire yazılım programı ile topoloji optimizasyonu yapılmış ve programın işaret ettiği alanlar ile birlikte bilgi ve birikime dayalı olarak birkaç alandan daha malzeme çıkarılarak son seviye optimize edilmiş çatallı flanş ortaya koyulmuştur. Optimizasyon sunucunda mevcut çatallı flanşa kıyasla optimize edilmiş yeni çatallı flanşın ağırlığı %19 azaltılmıştır. Ortaya koyulan optimize edilmiş çatallı flanş sonlu elemanlar analizi (FEA) programlarından Altair HyperWorks kullanılarak lineer statik analizi ile sanal olarak test edilmiş, komple kardan mili prototip üretimi sonrasında da ürün, proses doğrulama testlerine tabi tutulmuştur. Ayrıca, ürün, proses doğrulama testleri sırasında çatallı flanş üzerinden strain gauge yardımıyla gerinim verisi toplanmış ve elde edilen veriler ilgili asal gerilim dönüşüm formüllerinden faydalanarak gerilim değerlerine çevrilmiş ve lineer statik analiz sonucunda elde edilen gerilim değerleri ile ölçülen gerilim değerleri karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kardan mili, Çatallı Flanş, Topoloji Optimizasyonu, CAD, FEA

2023, 59 sayfa

ABSTRACT

Master Thesis

Melih HATUN

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical and Manufacturing Engineering**

Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Selda KAYRAL

Drive shaft, also known as cardan shaft, undertakes the task of transmitting the torque and rotational movement generated by the engine and transmitted through the gearbox, to the differential in fixed or variable angular positions. In short, the Cardan shaft is a powertrain used to transmit the torque it receives from the engine to the differential to start the vehicle. The angular movement of the propeller shaft is provided by the joint group. The flange yoke, which is a subcomponent of the joint group, is exposed to high, variable, and resultant stresses under operating conditions.

In this study, the existing flange yoke, which is currently being produced, has been redesigned in the computer aided design (CAD) software CATIA V5. Materials have been removed from several areas based on knowledge and expertise to achieve a fully optimized flange yoke. As a result of optimization, the weight of the optimized flange yoke was reduced by %19 compared to the existing flange yoke. The optimized flange yoke was virtually tested using linear static analysis in finite element analysis (FEA) software Altair HyperWorks, and the product was subjected to process validation tests. In addition, strain data were collected from the flange yoke using strain gauges during the product and process verification tests. The obtained strain data were converted into stress values using relevant principal stress transformation formulas and the stress values obtained as a result of linear static analysis were compared with the measured stress values.

Keywords: Cardan shaft, Flange Yoke, Topology Optimization, CAD, FEA

2023, 59 pages

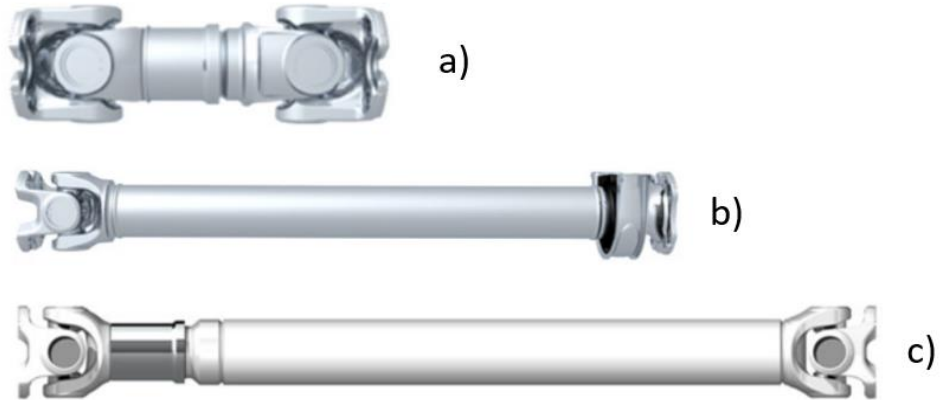
1 GİRİŞ

Kardan milleri taşıtı harekete geçirmek için motordan aldığı torku diferansiyele ileten güç aktarma organıdır [1].

Kardan milinin temel fonksiyonları dört ana maddede sıralanabilir [2].

- 1) Tork iletimi
- 2) Devir iletimi
- 3) Arka süspansiyondan kaynaklanan açısal değişikliklerin kompanzasyonu
- 4) Arka süspansiyondan kaynaklanan boy değişikliklerinin kompanzasyonu

Kardan millerinin aracın teknik özellikleri, araç alt yerleşim ve müşteri beklentilerine göre birçok farklı uygulamaları bulunmaktadır. Ağır ticari araç gruplarında tek parçalı kardan mili çeşitleri olan kısa kardan mili, ön kardan mili, arka kardan mili kullanılırken hafif ticari araç grubunda iki parçalı, üç parçalı veya çok parçalı kardan milleri kullanılmaktadır [2].



Şekil 1.1. Ağır ticari araç (ATA) kardan mili çeşitleri
a) Kısa kardan mili, b) Ön kardan mili, c) Arka kardan mili



Şekil 1.2. Hafif ticari araç (HTA) kardan mili çeşitleri
a) İki parçalı kardan mili b) Üç parçalı kardan mili

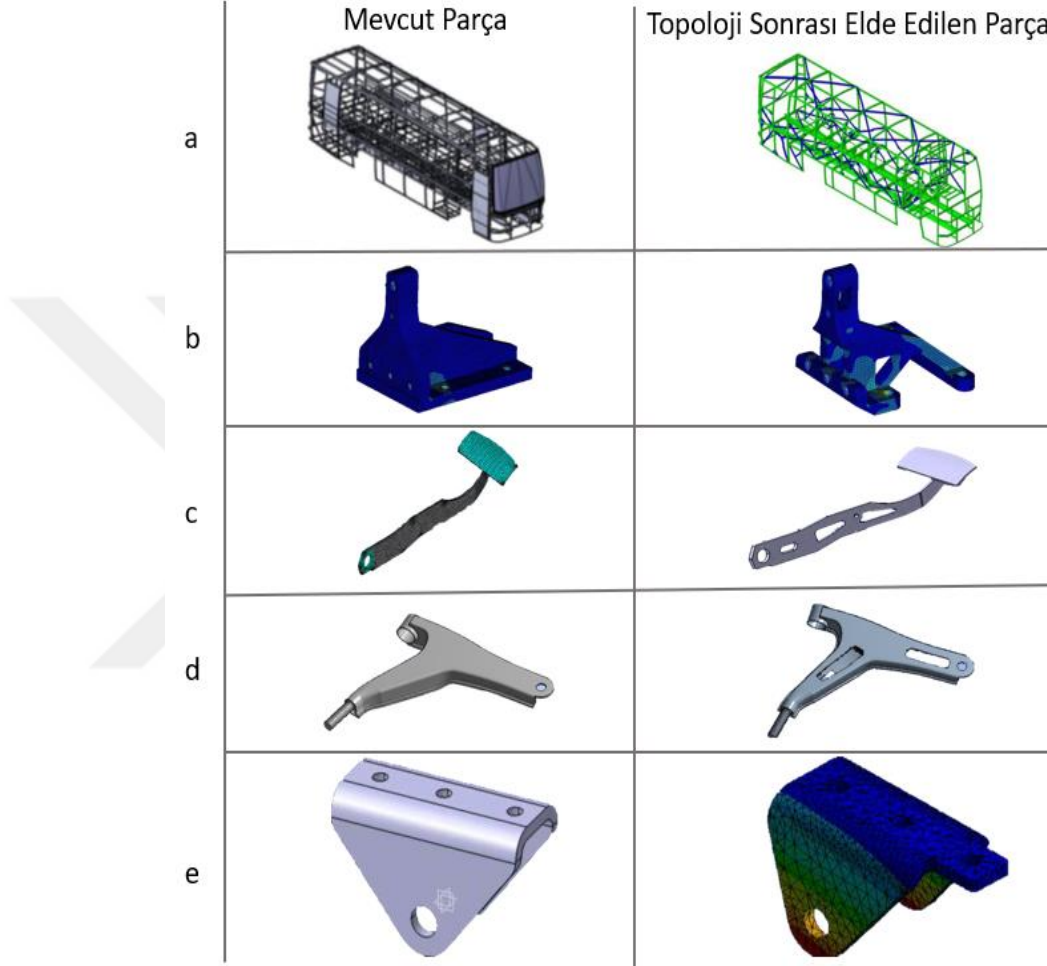
Kardan mili açısal hareketi sağlamak amacıyla aracın yapısına göre iki veya daha fazla mafsallı grubundan oluşmaktadır. Bu çalışmada ele alınacak birim parça mafsallı grubunun bir parçası olan çatallı flanşdır. Çatallı flanş diferansiyel bağlantısı ve ağır ticari araç grubu kardan mili çeşitlerinden ön ile arka kardan milini birleştirmek için kullanılırken aracın yapısına göre şanzıman bağlantısında bu yapı farklılık göstermektedir. Çatallı flanş araç ile direkt bağlantılı şekilde kullanılmakla beraber, ağır ticari araç kardan mili çeşitlerinden iki adet kardan milini birleştirici ürün olarakta kullanılmaktadır. Son yıllarda birim parçalar üzerinde hafifletme, ortaklaştırma üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Özellikle otomotiv sektöründe yakıt tüketimi ile emisyon oranlarını azaltmada en etkili çözümlerden biri taşıt ağırlığında azaltma yapılmasıdır. Bu çalışmada kardan mili birim parçası olan çatallı flanşın hafifletilmesi topoloji optimizasyonu ile gerçekleştirilmiştir.

Kardan milleri ve topoloji optimizasyonu hakkında yapılan çalışmalardan bazıları aşağıdaki gibidir.

Literatür incelendiğinde yapısal optimizasyon tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon çalışmalarında daha çok kardan milinden bağımsız farklı komponentlerde çalışmaların olduğu görülmüştür. Bu çalışmaları kısaca şöyle özetleyebiliriz.

Yapısal optimizasyon tekniğiyle birlikte Karamert ve arkadaşları [3] otobüs gövde yapısında boyut optimizasyonu, Ma'arof ve arkadaşları [4] gemi motoruna ait braketten topoloji optimizasyonu, Sudin ve arkadaşları [5] araç fren pedalında şekil optimizasyonu,

Dhore ve arkadaşları [6] araç alt salıncak kolunda topoloji optimizasyonu, Kalantre ve arkadaşları [7] araç ön yaprak yay braketinde şekil optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir.



Şekil 1.3. Topoloji Optimizasyon Örnekleri

a-) Karamert 2022 b-) Ma'arof 2022 c-) Sudin 2014 d-) Dhore 2019 e-) Kalantre 2018

Kardan mili kapsamında yapılan literatür araştırmalarında ise kısıtlı sayıda kardan mili ve ilişkili parçalarında optimizasyon çalışmaları yapılmış olup bu çalışmalar daha çok malzeme ve geometrik değişimler olduğu gözlemlenmiştir. Bu çalışmalarda yapılan optimizasyonlar iteratif şekilde gerçekleştirilmiş olup kısaca aşağıdaki gibi özetleyebiliriz.

Peddineni ve arkadaşları [8] optimizasyon kapsamında iki parçalı çelik kardan milinin yerine E-cam epoksi, yüksek katsayılı (HM) karbon epoksi ve yüksek mukavemetli (HS) karbon epoksi kullanılarak tek parçalı kardan mili üretmeyi amaçlamışlardır. Bu doğrultuda tork iletimi burulma kapasiteleri ve doğal frekans gibi kısıtlamalara maruz kalan şaftın ağırlığını düşürmek için genetik algoritma kullanılarak optimum şekilde kardan mili tasarlamışlardır. Yapılan analizler ve tasarımlar sonucunda çelik yerine E-cam epoksi kullanıldığında şaft ağırlığı %48 oranında azalırken gerilme değeri 329 MPa'dan 236 MPa'a düşmekte ve doğal frekans değeri 155,3 Hz'den 108,5 Hz'ye düştüğü görülmüştür. Aynı şekilde çelik yerine bir diğer malzeme olan HM karbon/epoksi kullanıldığında şaft ağırlığı %87 oranında azalırken gerilme değeri 329 MPa'dan 264 MPa'a düşmekte ve doğal frekans değeri 155,3 Hz'den 154,5 Hz'ye düştüğü görülmüştür. Çelik yerine son malzeme olan HS karbon epoksi kullanıldığında şaft ağırlığı %87 oranında azalırken gerilme değeri 329 MPa'dan 257 MPa'a düşmekte ve doğal frekans değeri 155,3 Hz'den 125 Hz'ye düştüğü görülmüş ve kompozit kardan mili kullanımının çeliğe göre daha uygun olduğu belirtilmiştir.

Maheta ve arkadaşları [9] optimizasyon kapsamında kardan mili borusunu çelik yerine kompozit malzeme kullanmayı amaçlamışlardır. Bu detayda tüm tasarım sürecinde ANSYS yazılımı kullanılarak FEA analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonrasında kevlar-epoksi başta olmak üzere 4 farklı epoksi malzeme kullanılmış olup epoksiler arasında 107,83 MPa'lık dayanım ile 119,2 Hz doğal frekans gösteren Kevlar epoksinin uygun olduğu görülmüş ve bununla birlikte çelik malzeme yerine kompozit malzeme kullanılmasıyla yaklaşık % 80'e varan ağırlığın azaldığı görülmüştür.

More ve arkadaşları [10] MAHINDRA LOAD KING aracındaki iki parçalı kardan milinde kullanılan çelik borunun yerine araç ağırlığını azaltmak amacıyla yüksek mukavemetli kompozit malzeme olarak GFRP (Cam Elyaf Takviyeli Polimer) boru kullanmayı amaçlamışlardır. Bu doğrultuda öncelikle araçtaki kardan milinin tasarımı gerçekleştirilmiş ve sonlu elemanlar analizini ANSYS programında gerçekleştirmişlerdir. Yapılan analizler ve hesaplamalar doğrultusunda dış çapı Ø72 mm olan çelik boru yerine

FEA sonrasında optimize edilen ve uygun görülen çapı Ø65,6 mm olarak belirlemişlerdir. Çelik boru yerine kompozit boru kullanılmasıyla kardan milinin ağırlığında % 28 hafiflik sağlanacağı görülmüştür. Bu veriler sonucunda kardan milinde çelik boru yerine GFRP boru kullanılması ve tasarımın bu şekilde yapılması önerilmiştir.

Rompicharla ve arkadaşları [11] çelik kardan mili ile ve kevlar/epoksi kompozit kardan milini karşılaştırmak ve geleneksel iki parçalı çelik kardan mili yerine tek parçalı kevlar/epoksi kardan mili kullanarak kardan milini optimize etmek istemişlerdir. Bu doğrultuda ilk önce CATIA 'da TOYOTA QUALIS aracına ait kardan milinin tasarımını gerçekleştirmişlerdir. Gerçekleştirilen tasarım sonrasında Altair Hyperworks sonlu elemanlar programı ile sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş olup deformasyon, doğal frekans değeri, burulma gerilmesi ve eğilme gerilmelerinin karşılaştırmalarını yapmışlardır. Yapılan karşılaştırmalar doğrultusunda değerlerde ciddi bir iyileştirmeye beraber iki parçalı çelik kardan milinin, tek parçalı kompozit kardan miline oranla %28 daha hafif olduğu görülmüştür.

Ivanovic ve arkadaşları [12] kardan milinin birim parçalarından çatallı flanş, istavroz ve tüp çatalı CATIA yazılım programında sonlu elemanlar yöntemi (FEA) ile analize tabi tutmuşlardır. Yapılan analizlerde mevcut çatallı flanş kritik bölgesi dış tarafında maksimum gerilme görmüşlerdir. Bu doğrultuda geçiş bölgesi 3 mm'lik iki adet radyüs ile desteklenerek optimize edilmiş ve çatallı flanşta gerilme bölgesi iç tarafa kaydırılmıştır. Yapılan bir diğer analizde mevcut istavrozun kritik bölgesinde maksimum gerilme görmüşlerdir. Bu doğrultuda kritik bölge 1 mm ve 1,5 mm'lik radyüs ile desteklenmiş ve muyluya Ø4,3 mm'lik rulman yağlayıcı gres deliği açılarak optimize edilmiştir. Optimizasyon sonrasında maksimum gerilme değerinde 40 MPa'lık düşüş gözlemlenmiştir. Son yapılan analizde mevcut tüp çatal kritik bölgesinde maksimum gerilme görülmüştür. Bu doğrultuda kulak üst bölgesindeki radyüs değerini 18 mm'ye yükselterek tasarımda optimizasyona gidilmiştir. Optimizasyon sonrasındaki kritik bölgedeki gerilme değerinde 7 MPa'lık bir düşüş görülmüş ve kardan milindeki her parçanın optimizasyon yapılmasını önermişlerdir.

1.1 Tezin Amacı

Yapılan literatür araştırmalarında topoloji optimizasyonu kardan mili ve birim parçalarından bağımsız farklı komponentlerde gerçekteştiğı görölmüştür. Kardan mili ve birim parçalarında ise yapılan optimizasyon çalışmaları kapsamında daha çok malzeme ve geometrik değişimlerin, topoloji programı kullanılmadan iteratif şekilde yapıldığı gözlemlenmiştir.

Yapılan bu çalışmada literatür araştırmalarından farklı olarak kardan mili birim parçası olan çatallı flanşta yoğunluk metodu referans alınarak Altair Inspire yazılım programı ile topoloji optimizasyon tekniğı kullanarak hafifletilecek olan alanlar belirlenmiş ve belirlenen bu alanlar çatallı flanştan çıkarılarak CATIA V5 ortamında yeni bir tasarım gerçekteştirilmiştir. Mevcut çatallı flanş ve topoloji sonrası optimize edilmiş çatallı flanş Altair HyperWorks sonlu elemanlar analiz programında karřılařtırılmalđ analizleri gerçekteştirilmiştir. Karřılařtırılmalđ analizler sonrasında topoloji optimizasyonu gerçekteştirilen nihai ürünün yer aldığı kardan milinin prototip üretimi sonrasında statik torsiyon ile torsiyonel yorulma testlerine tabi tutulmuştur. Ürün, proses doğrulama testleri sırasında çatallı flanş üzerinden strain gauge yardımıyla gerinim verisi toplanmış ve elde edilen veriler ilgili asal gerilim dönüşüm formöllerinden faydalanarak gerilim değerlerine çevrilmiş ve lineer statik analiz sonucunda elde edilen gerilim değerleri ile ölçölen gerilim değerleri karşılaştırılmıştır.

2 KARDAN MİLLERİ

2.1 Kardan Miline Giriş

Kardan mili ya da diğer adıyla kardan şaftları, motor tarafından üretilen ve vites kutusu üzerinden iletilen güç sonucu ortaya çıkan döndürme momentini ve döndürme hareketini, sabit ya da değişken açısal pozisyonlarda bir şafttan diğerine veya diferansiyele iletme görevini üstlenirler.

Kardan milinin temel fonksiyonları dört ana maddede sıralanabilir [2].

- 1) Tork iletimi
- 2) Devir iletimi
- 3) Arka süspansiyondan kaynaklanan açısal değişikliklerin kompanzasyonu
- 4) Arka süspansiyondan kaynaklanan boy değişikliklerinin kompanzasyonu

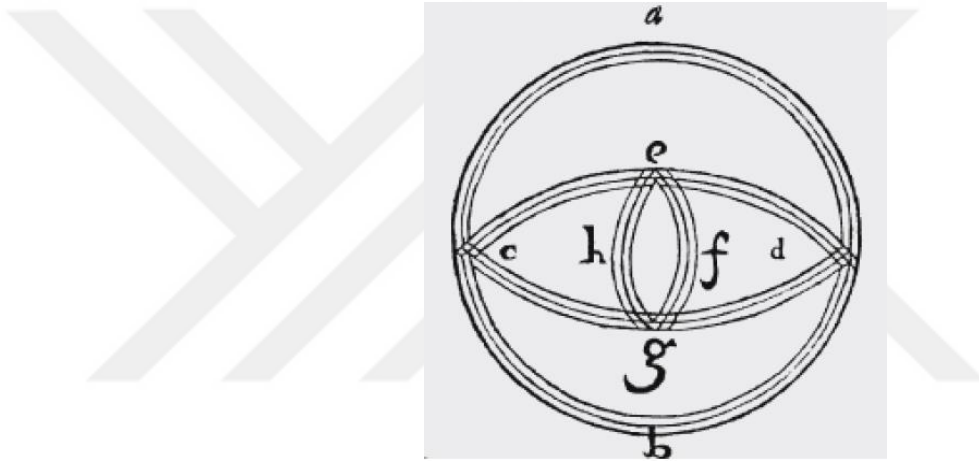
Kardan millerinin aracın teknik özellikleri, araç alt yerleşim ve müşteri beklentilerine göre birçok farklı uygulamaları bulunmaktadır. Ağır ticari araç gruplarında tek parçalı kardan mili çeşitleri olan kısa kardan mili, ön kardan mili, arka kardan mili kullanılırken hafif ticari araç grubunda iki parçalı, üç parçalı veya çok parçalı kardan milleri kullanılmaktadır.



Şekil 2.1. Ağır ticari araç kardan mili bağlantı şekli [13]

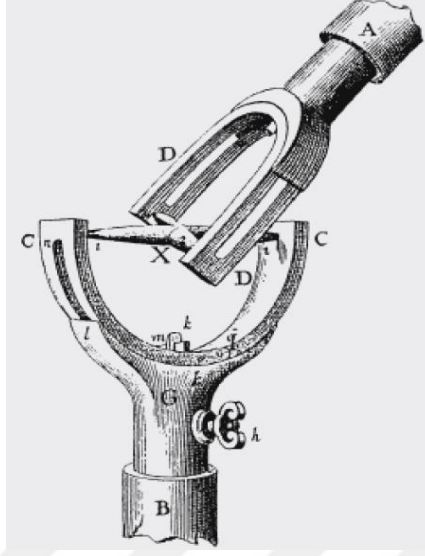
2.2 Kardan Mili Tarihçesi

Kardan milinde kullanılan mafsalları yapılanması oldukça eski bir mekanizmadır. Kardan mafsalları tabiri İtalyan matematikçi Girolamo Cardano'dan gelmektedir. 1557 yılında İtalyan matematikçi Girolamo Cardano tarafından bir halka mafsallından bahsedilmiştir (Şekil 2.2). Bu halka mafsalları günümüzdeki kardan milinde kullanılan mafsallardan farklı olsa da kardan mafsallının temeli olarak kabul edilmektedir [1].



Şekil 2.2. İtalyan Matematikçi Girolamo Cardano'nun halka mafsalları [1]

İngiliz Bilim adamı Robert Hooke 1674 yılında Johannes Hevelius'un teleskobundaki universal mafsallardan bahsetmiştir (Şekil 2.3). Robert Hooke universal mafsallının düzgün olmayan hareketini keşfetmiş ve istenmeyen hareketlerin iki mafsalları arasında kurulan doğru faz ve mafsalları açıları ile düzgünsüzlüğün tolere edilebileceğini bulmuştur [1].

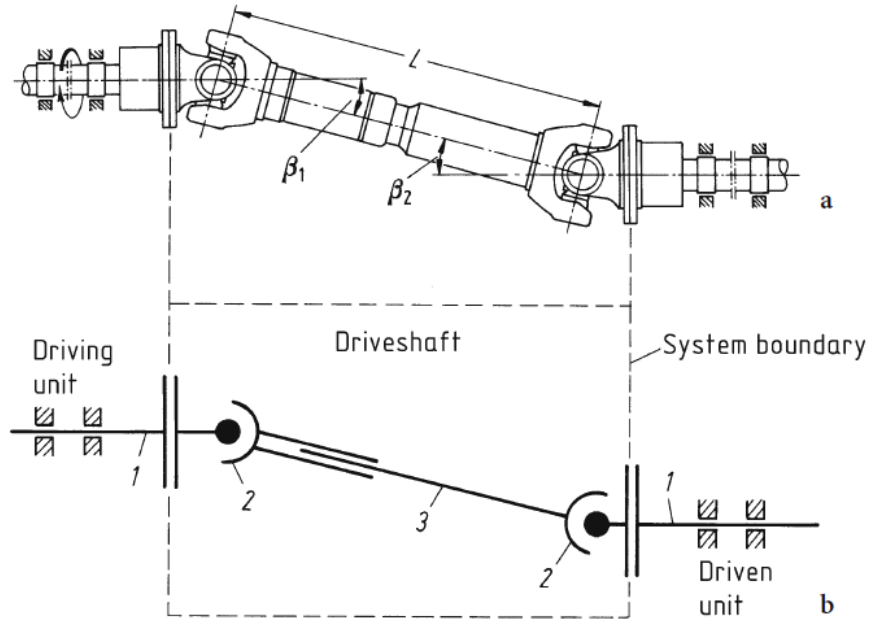


Şekil 2.3. Robert Hooke'un bahsetmiş olduğu Johannes Hevelius'un teleskopundaki üniversal mafsalsal [1]

Amerikalı mühendis Clarence W. Spicer kendi aracını hareket ettirmek için motordan aldığı gücü arka aksa aktarırken kardan mafsalsal monte edilmiş bir mil kullanımı ile otomotiv sektöründeki ilk kullanımı gerçekleştirmiş ve 1903 yılında patentini aldığı tasarımı 1904 yılında ticarileştirerek üretime başlamıştır. Clarence W Spicer'in icadından önce otomobillerde güç aktarımı zincir ve dişliler ile sağlanıyorken bu icat ile otomobillerde şaft kullanımına geçilmiştir.

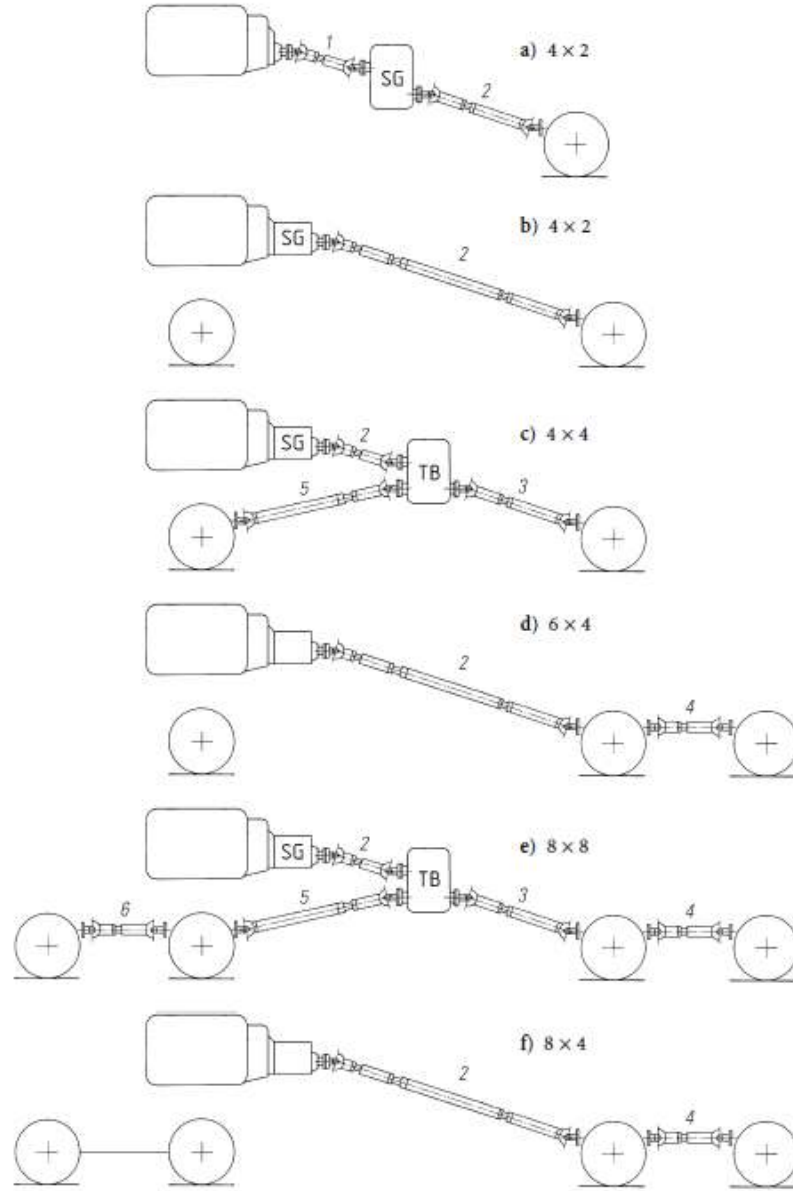
2.3 Kardan Mili Yerleşimi

Kardan milleri birçok uygulamalara bağlı olarak farklı şekilde tasarlanabilmektedirler. Kardan milleri çoğunlukla iki ya da daha fazla mafsalsal şeklinde tasarlanmaktadır. Şekil 2.4'te gösterilen "1" bağlantı milini "2" üniversal mafsalsal "3" ara mili göstermektedir. Kardan milinin temel görevlerinden biri olan açı kompanzasyonu üniversal mafsalsal aracılığıyla sağlanmaktadır. Şekil 2.4'te gösterilen " β " açıları kardan milinin mafsalsal açısını " L " ise kardan milinin araç altındaki montaj boyunu göstermektedir [1].



Şekil 2.4. Araçlardaki kardana milinin yerleşiminin şematik gösterimi [1]

Ağır ticari araçlar ve askeri araç uygulamalarında kullanılan birden fazla aks ile aktarma organına ait çeşitlilik artmıştır. Örneğin 4x2 araçlarda iki tekerlek tahrik edilirken 4x4, 6x4, 8x4 araçlarda farklı sayılarda aks olsa da araçlardaki dört tekerlek tahrik edilmektedir. Bununla birlikte 8x8 araçlarda ise 8 tekerlek birden tahrik edilmektedir. Şekil 2.5'te görüleceği üzere aks sayıları arttıkça kullanılan kardana mili sayısı artmaktadır.



Şekil 2.5. Farklı araçlara ait kardan mili yerleşimi [1]

2.4 Kardan Milinin Temel Görevleri

Kardan mili, vites kutusu ile diferansiyel arasında aşğıdaki belirtilen temel görevleri yerine getirmelidir. [2]

2.4.1 Tork İletimi

Kardan milinin temel olarak ilk görevi motor tarafından üretilen ve vites kutusu aracılığıyla diferansiyele belli bir açı boyunca torku aktarmaktır.

2.4.2 Devir İletimi

Kardan mili farklı uygulamalarda kullanılmasıyla beraber seçilen uygulamaya göre belirli bir hız aralığında işlevini kaybetmeden dönebilmelidir.

2.4.3 Açı Değişkenliği

Kardan millerinde kullanılan ve açısız kompanzasyon sağlayan üniversal mafsallar kardan milinin dönme eksenine sabit açılar altında veya değişken açılar altında çalışabilir olmalıdır.

2.4.4 Boy Değişkenliği

Kardan mili, arka aksın hareketinden dolayı (yollardan kaynaklanan yükseklik farkları vs.) kardan milinin uzaması veya kışılması ile boy değişkenliğini absorbe etmelidir.

2.5 Kardan Mili Tasarım Parametreleri

Kardan milinin tasarımı gerçekleştirilirken uygulamaya özel parametreleri ile birlikte bir önceki bölümde bahsedilen kardan milinin temel görevleri de dikkate alınmalıdır [2]. Bu özel parametreler göz ardı edilerek tasarım gerçekleştirilirse kardan milinde titreşim problemleri, kardan milinde kırılma ve kardan mili birim parçalarında ön görülen sürelerden önce aşınmalar, çatlak oluşumları ve kırılmalar meydana gelebilmektedir. Bu tasarım parametreleri sırasıyla dayanıklılık, tork kapasitesi, kritik hız, mafsalsal açısı, boy değişkenliği olarak gösterilebilir ve bu parametreler aşağıda daha detaylı açıklanmaktadır.

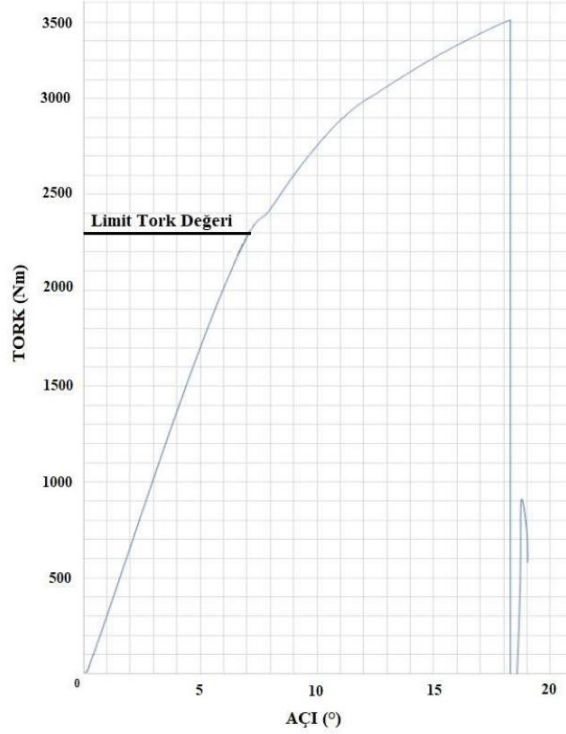
2.5.1 Dayanıklılık

Kardan mili, tüm çalışma koşullarında tatmin edici şekilde amaçlanan servis ömrünü yerine getirmesi beklenmektedir. Her kardan milinin kendine özgü servis ömrü bulunmaktadır. Kardan mili üreticileri kardan milinin kullanılacağı araç uygulamasını ve müşteri özel isteklerini dikkate alarak garanti süresini belirlemektedirler. Kardan mili hasar meydana gelmeden motor tarafından üretilen torku iletebilecek mekanik dayanıma sahip olması gerekmektedir.

Kardan mili universal mafsalları motor tarafından üretilen torku ve hızı gerekli mafsalsal açıları boyunca çevresel koşullar dikkate alındığında iletebilir olmalıdır. Kayıcı takım ve alt parçaları arka aks hareketinden dolayı boy farkını absorbe etmeli ve tork ile yol koşullarına bağlı olacak şekilde aşınmaya dayanabilir şekilde tasarlanmalıdır. Kardan mili birim parça tasarımı ve komple kardan mili tasarımı gerçekleştirilirken dinamik kuvvet etkilerini en aza indirecek şekilde olmalı ve maksimum çalışma hızında güvenli bir şekilde çalışabilecek çapa sahip olmalıdır [2].

2.5.2 Tork Kapasitesi

Kardan mili motor tarafından üretilen en yüksek tork değerine maruz kaldığında bile güvenli bir şekilde diferansiyele iletebilecek dayanımda olmalıdır. Bu tork değeri “fonksiyonel limit torku” olarak da adlandırılmaktadır. Limit tork değerinin hesapları kardan milinin kullanılacak olan araç özelliklerine göre yapılmaktadır. Ortaya koyulan tasarım ile üretimi gerçekleştirilen kardan milleri belirlenen limit tork değerini taşıdığını doğrulaması amacıyla yapısal statik testlere tabi tutulur [14]. Kardan mili limit tork değerine ait bir örnek Şekil 2.6’da gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Kardan mili limit tork değerine ait bir örnek [14]

2.5.3 Kritik Hız

Uygulamaya bağlı olarak değişkenlik gösteren kardan milinin motorun sıfırdan çıkabileceği maksimum hızına kadar değişkenlik gösteren bir hız aralığı içinde kardan

milinin dönmesi beklenmektedir. Kardan mili belirli süre boyunca maksimum hızlarda çalışabilecek şekilde tasarlanmalıdır [2].

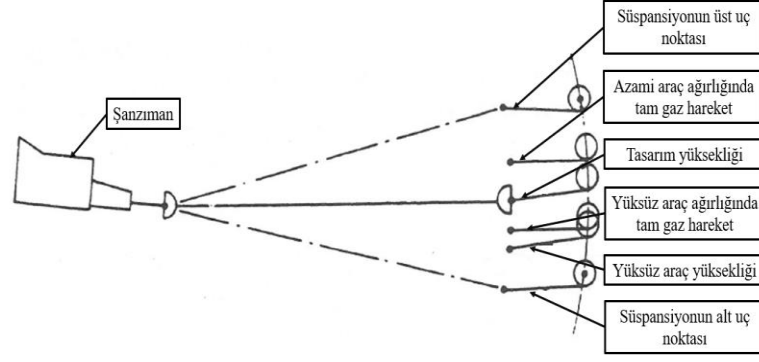
Kardan milinin güvenli çalışabileceği kritik çalışma hızı aktarma organlarının ürettiği maksimum çalışma hızından büyük olmalı ki kardan milinde veya kardan mili birim parçalarında hasar meydana gelmemiş olmalıdır [2].

Kritik hız değeri; kardan milinin malzemesini, uzunluğunu ve boru boyutlarını etkilemektedir. Bu sebeple kritik hız değeri araç uygulamalarına göre değişkenlik göstermekle beraber tek parçalı kardan mili kullanımına izin vermezse araç altı yerleşimlerine ve araç şasi yapılanmasına ve uygulama alanlarına bağlı olarak iki parçalı, üç parçalı veya çok parçalı kardan mili tasarımına geçiş yapılır [2].

2.5.4 Mafsallık Açısı

Kardan milinde bulunan üniversal mafsallar çalışma sırasında karşılaşılabileceği değişken yükler ve hızlar altında çalışabilir olmalıdır. Arka süspansiyonun yol koşullarında oluşabilecek yükseklik farklarından dolayı üniversal mafsallık açıları, kardan mili kayma boyu ve boy değişkenlerine göre belirlenebilir ve toplam kardan mili bu bilgilere göre oluşturularak araç altında sorunsuz çalışması sağlanmaktadır. Gerçek çalışma açıları belirlenirken mafsallık grubunu oluşturan alt parçaların (tüp çatallı, çatallı kayıcı mil, çatallı flanş vb.) geometrileri de buna göre belirlenmektedir [2].

Şekil 2.7’de binek otomobile ait arka aksın hareketleri şematik olarak gösterilmiştir. Yerleşim hesaplamaları ile kardan miline ait mafsallık açısının ve kardan mili uzunluğunun değişimlerinin araç yerleşimi üzerinden tespit etmek mümkündür.



Şekil 2.7. Hafif ticari araca ait arka aks hareketleri [2]

2.5.5 Boy Değişkenliği

Kardan milinin boy değişkenliğine, farklı yol koşullarında aracın montajı veya demontajı sırasında kardan milinin vites kutusu ile diferansiyel arasındaki mesafeyi absorbe edebilmesi için gerek duyulmaktadır [2].

Boy kompanzasyonu olarak da nitelendirilen boy değişkenliği kardan mili alt parçalarından biri olan kayıcı takım ile sağlanmaktadır. Yol koşullarından kaynaklı arka aksın farklı hareketleri nedeniyle kardan milinin boyu artmakta veya azalmaktadır. Kardan milinin boyunun artması veya azalmasını kayıcı takımın eksenel hareketi ile sağlanmaktadır. Şekil 2.8.a’da görüldüğü gibi kardan mili kapalı pozisyonu ile ifade edilirken Şekil 2.8.b’de ise kayıcı takımın tam açıklığı ile kardan mili tam açık pozisyonu ifade edilmiştir.



a) Kardan mili kapalı pozisyonu



b) Kardan mili tam açık pozisyonu

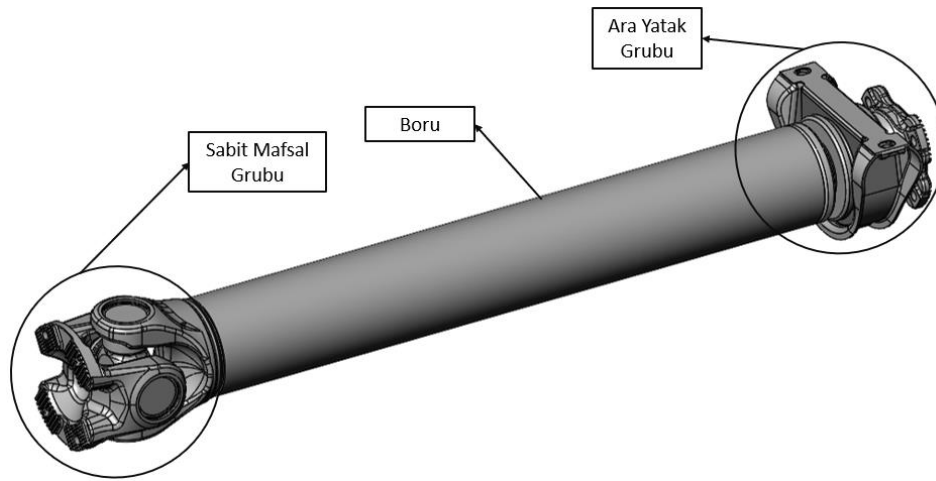
Şekil 2.8. Arka kardan millerinde kayıcı takımın kardan mili boyuna etkisi

2.6 Kardan Mili eşitleri

Kardan mili eşitleri kritik hıza gre değişkenlik göstermekle beraber araç altı yerleşimlerine, şasi bağlantılarına ve uygulama alanlarına göre ağır ticari araçlarda tek parçalı kardan mili eşitleri olan kısa kardan mili, n kardan mili, arka kardan mili kullanılırken hafif ticari araçlarda iki parçalı,  parçalı veya çok parçalı kardan milleri kullanılmaktadır.

2.6.1 n Kardan Mili

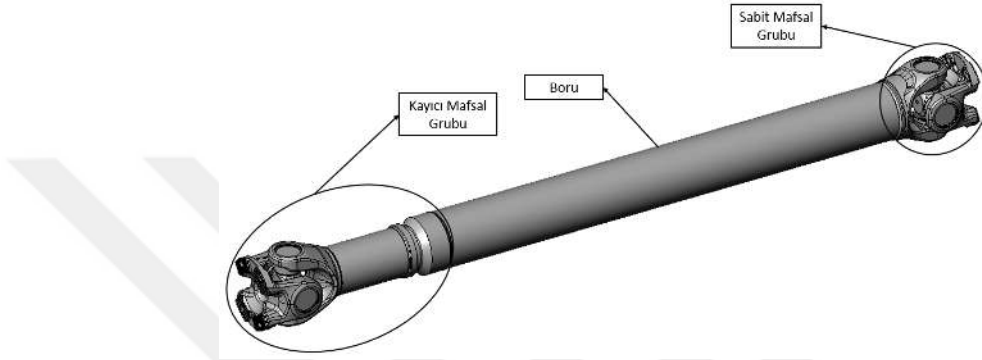
Kardan milleri vites kutusu ile diferansiyelin arasında kullanılan bir aktarma organıdır. Kardan millerinde vites kutusu ile diferansiyel arasındaki uzunluk fazla olduğu durumlarda kritik hız nedeniyle kardan milini bölerek kullanmak zorunda kalınmaktadır. Bu tür durumlarda kardan milinin emniyetli olması nedeniyle kardan mili ikiye bölünerek n kardan mili kullanılmaktadır. şekil 2.9’da görüleceği gibi ağır ticari araç n kardan milleri, sabit mafsalsal grubu, boru ve kardan milinin araç şasesine bağlantısını sağlayan ara yatak grubundan oluşmaktadır.



şekil 2.9. Ağır ticari araç n kardan mili

2.6.2 Arka Kardan Mili

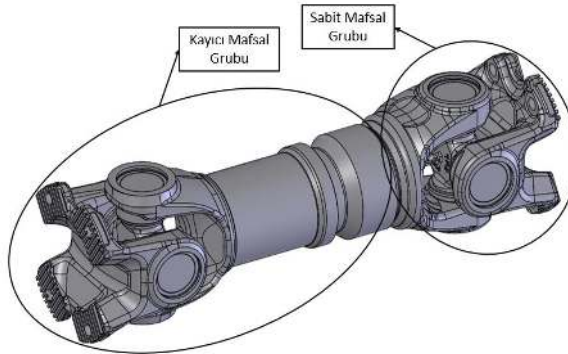
Ağır ticari araç arka kardan milleri ise Şekil 2.10’da görüleceği gibi kardan milinin açısal ve eksenel serbestliğini sağlayan kayıcı mafsalsal grubu, sabit mafsalsal grubu ve borudan oluşur. Her iki mafsalda bulunan çatallı flanş parçasının sayesinde kardan mili aktarma organlarına bağlanır.



Şekil 2.10. Ağır ticari araç arka kardan mili

2.6.3 Kısa Kardan Mili

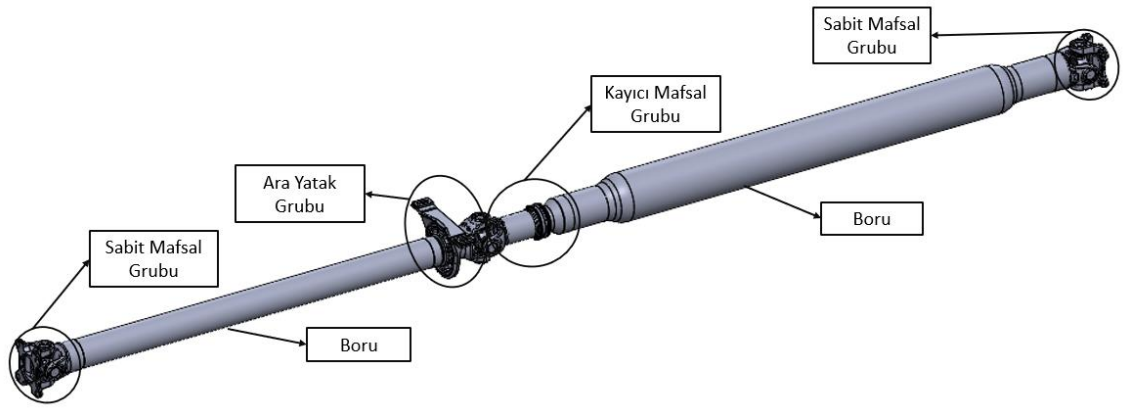
Tek parçalı kardan millerinin içerisinde yer alan kısa kardan mili özellikle ağır ticari araç ve askeri araç uygulamalarında mesafenin kısa olduğu akslar arasında kullanılmaktadır. Kısa kardan milleri Şekil 2.11’den görüleceği üzere kayıcı mafsalsal grubu ve sabit mafsalsal grubundan oluşmaktadır.



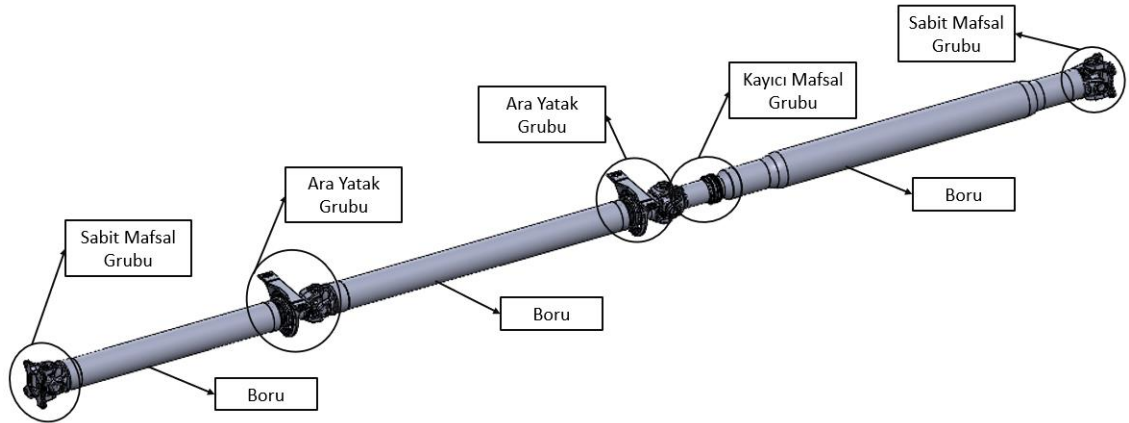
Şekil 2.11. Ağır ticari araç kısa kardan mili

2.6.4 Çok Parçalı Kardan Mili

Daha çok hafif ticari araç uygulamalarında kullanılan çok parçalı kardan millerini araç uygulamalarına göre iki parçalı, üç parçalı ve dört parçalı olarak ayırabiliriz. Şekil 2.12’de görüldüğü gibi iki parçalı kardan milleri sabit mafsalsal grubu, kayıcı mafsalsal grubu ve araç şasesine bağlantısını sağlayan özel bir ara yatak grubu ile borulardan oluşmaktadır. Üç parçalı kardan milleri ise Şekil 2.13’te görüldüğü gibi sabit mafsalsal grubu, kayıcı mafsalsal grubu, araç şasesine ayrı noktalardan bağlantısını sağlayan 2 adet ara yatak grubu ve borulardan oluşmaktadır.



Şekil 2.12. Hafif ticari araç iki parçalı kardan mili



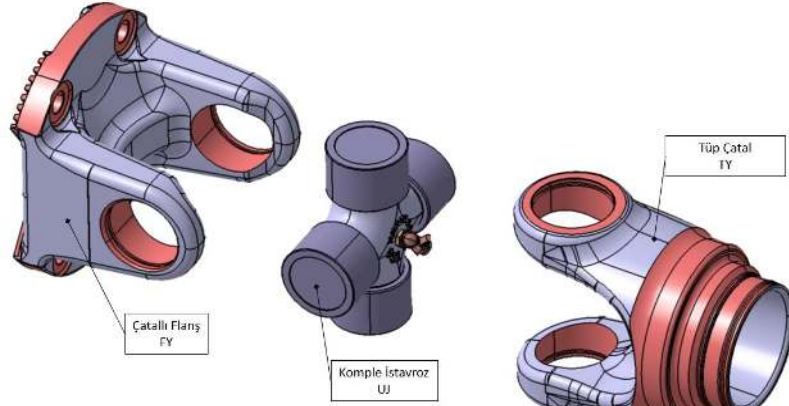
Şekil 2.13. Hafif ticari araç üç parçalı kardan mili

2.7 Kardan Mili Birim Parçaları

Kardan milleri üst bölümlerde genellikle sabit mafsalsal grubu, kayıcı mafsalsal grubu, ara yatak grubu ve borunun birleştirilmesiyle meydana gelmektedir.

2.7.1 Sabit Mafsalsal Grubu

Sabit mafsalsal grubu Şekil 2.14'ten görüleceği üzere çatallı flanş, istavroz ve tüp çataldan oluşmaktadır. Çatallı flanş ve tüp çatallı birbirine 90° açı ile konumlandırılmıştır. Her iki parçanın eksenleri arasında ortaya çıkan açı mafsalsal açısı olarak nitelendirilmektedir. Sabit mafsalsal grubu sadece açı yapabildiği için sabit mafsalsal grubu adını almıştır. Sabit mafsalsal grubundaki birim parçalar aşağıda daha detaylı ele alınacaktır.

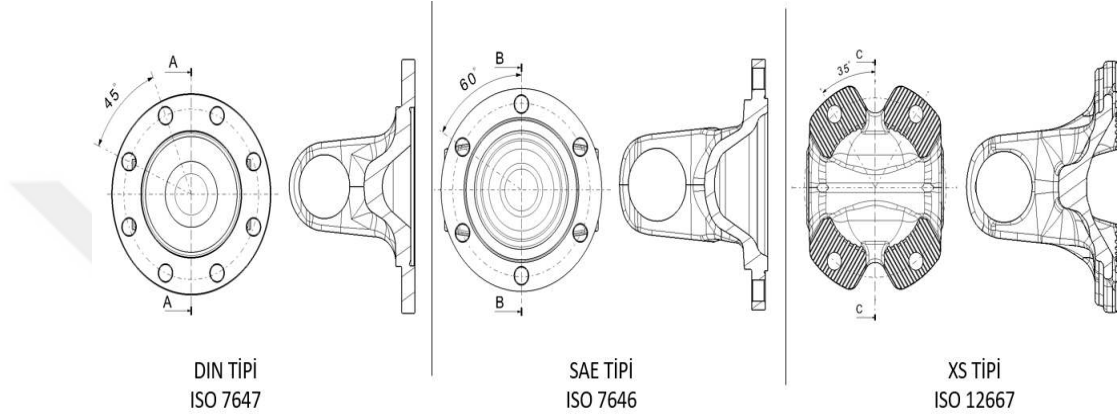


Şekil 2.14. Sabit mafsalsal grubu

2.7.1.1 Çatallı Flanş

Çatallı flanşlar araçların şanzıman bağlantısında ve diferansiyel bağlantılarında kullanılmakla beraber ağır ticari araç arka kardan millerinde ara yatak flanşları ile ön ve arka kardan milini birleştirmek içinde kullanılır. Diferansiyel tarafında genellikle çatallı flanş değişmezken aracın yapısına göre şanzıman bağlantı tarafında çatallı flanş yerine farklı bağlantı parçaları da (üç kollu flanş vb.) kullanılmaktadır. Şekil 2.15'ten görüleceği üzere çatallı flanşlara ait 3 farklı bağlantı tipleri mevcut olup bu bağlantı tipleri arasında en farklı

olanı XS (X Serration) bağlantı tipidir. XS'ler için farklı tezgahlarda evolvent formunda dişler açılmakla beraber diğer iki bağlantı tipinde evolvent dişler mevcut olmayıp içten ve dıştan merkezlemeli bir bağlantı yapısı mevcuttur. Bağlantı delikleri ve fatura çapları DIN tipi için ISO 7647 [15] standardına, SAE tipi için ISO 7646 [16] standardına, XS tipi için ise ISO 12667 [17] standardına uygun olarak açılmaktadır.



Şekil 2.15. Çatallı flanş bağlantı tipleri

2.7.1.2 Komple İstavroz

İstavroz kompleksi istavroz gövdesi ve gövde üzerinde bulunan rulmanlardan oluşmaktadır. İstavroz kompleksi diğer parçalara göre daha küçük kesitte olmasıyla beraber yol koşullarından kaynaklanan açısal değişkenlikleri absorbe etmektedir.

2.7.1.3 Tüp Çatal

İstavroz ile birlikte çalışan tüp çatal almış olduğu torku kardan mili borusu yardımıyla bir sonraki birim parçaya ve kardan mili borusu üzerinden almış olduğu torku istavroz yardımıyla çatallı flanşa ileten birim parçadır.

2.7.2 Kayıcı Mafsal Grubu

Çatallı flanşında içinde bulunduğu kayıcı mafsal grubu çatallı flanş, istavroz kompleksi ve kayıcı takımdan oluşmaktadır. Sabit mafsal grubunda çatallı flanş ve istavroz kompleksi aktarıldığı için bu bölümde sadece kayıcı takım ele alınacaktır. Kayıcı takımın amacı arka aks hareketinden dolayı kardan milinin uzaması veya kısılması gerektiği koşullarda bu işlem kayıcı takım üzerinden gerçekleştirilmektedir.

2.7.3 Ara Yatak Grubu

Ara yatak grubu tek parçalı kardan milinin kullanımına uygun olmadığı araç yerleşimlerinde, iki parçalı veya çok parçalı kardan millerinde kullanılarak kardan milinin yataklanmasını sağlar. Ara yatak grubu ara yatak mili, ara yatak flanşı, askı kompleksi ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır.

Ağır ticari araç kardan millerinde ara yatak milinin karşılık parçası ara yatak flanşı iken hafif ticari araç kardan millerinde ara yatak milinin karşılık parçası ara çataldır.

2.8 Kardan Mili Doğrulama Testleri

Kardan milleri, kardan mafsalının, kardan miline ait alt grupların ve kardan mili birim parçalarının dayanıklılığını, işlevini yerine getirip getirmediğini kontrol etmek ve değerlendirmek amacıyla bazı testlere tabi tutulmaktadır. Kardan milleri araçlara göre değişkenlik gösterdiği için montajı olduğu araca ait özellikleri yerine getirip getirmediğini belirlemek amacıyla gerçek durumları yansıtacak şekilde saha ve laboratuvar testlerine tabi tutulur ve bu sebeple saha ve laboratuvar testleri önemlidir [2].

Testi yapılan kardan milinin değerlendirilmesi yapılırken kardan milinin özellikleri, bütünlüğü, fiziksel ve mekanik özellikleri çok önemlidir. Test sonrasında yapılacak boyutsal ve görsel incelemelerden sonra birim parçaların tahribatlı ve tahribatsız

olarak testlerinin gerçekleştirilmesinde de fayda olacaktır. Kardan milinin gerçek performansını görmek amacıyla laboratuvar testleri gerçekleştiriliyor olsa da en doğru sonuç saha testleri ile birlikte görülmektedir [2].

2.8.1 Statik Torsiyon Testi

Statik torsiyon testlerin de kardan milinin bir tarafı sabit bir tarafından araç yapılarına göre farklı hızlarda tork uygulanacak şekilde cihaza bağlanır ve kardan mili birim parçaları veya alt grupları zarar görene kadar test devam ettirilir. Testi tamamlanan kardan milinin akma sınırı, taşıdığı maksimum yük ve kırılma noktaları belirlenir [2].

2.8.2 Torsiyonel Yorulma Testi

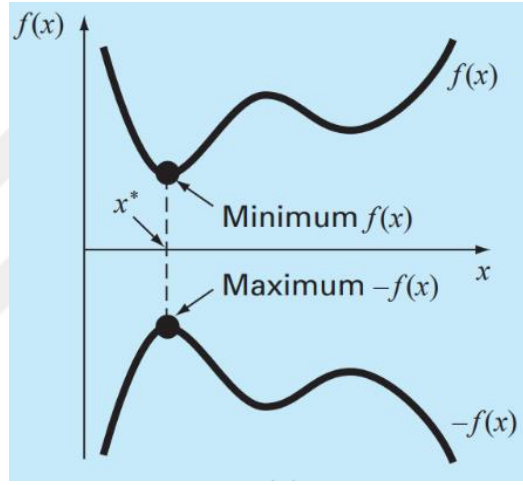
Kardan milleri gerçek çalışma koşulları altında değişken ve tekrarlı yüklere maruz kalırlar. Kardan mili montajının yapılacağı araç uygulamasının özelliklerine göre torsiyonel yükleme, tek yönlü veya tam değişken şeklinde gerçekleştirilebilir [2].

Torsiyonel yorulma testleri kardan milinin araç üzerindeki gerçek durumları simüle etmek amacıyla gerçekleştirilmektedir. Statik torsiyon testinde olduğu gibi bir taraftan sabitlenirken diğer taraftan araç yapılarına göre değişkenlik göstermekle birlikte genellikle tam değişken şekilde yükler ile testler gerçekleştirilmektedir [2].

3 OPTİMİZASYON

3.1 Optimizasyon Tanımı

Optimizasyon matematikte bir fonksiyonun en büyük (maksimum) veya en küçük (minimum) değerini bulma sürecidir. Matematiksel optimizasyon genellikle belirli kısıtlar altında hedef fonksiyonunu optimize etmeyi amaçlar. “ x^* ” noktası $f(x)$ fonksiyonunun en küçük noktası $-f(x)$ ise fonksiyonun en büyük noktasıdır.

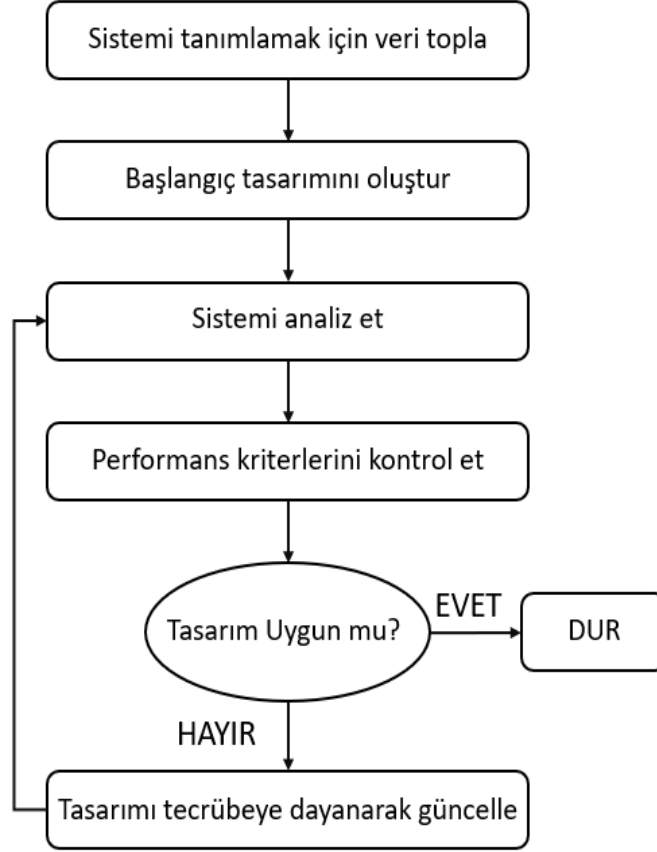


Şekil 3.1. $f(x)$ ve $-f(x)$ fonksiyonları [18]

3.2 Tasarım Süreci

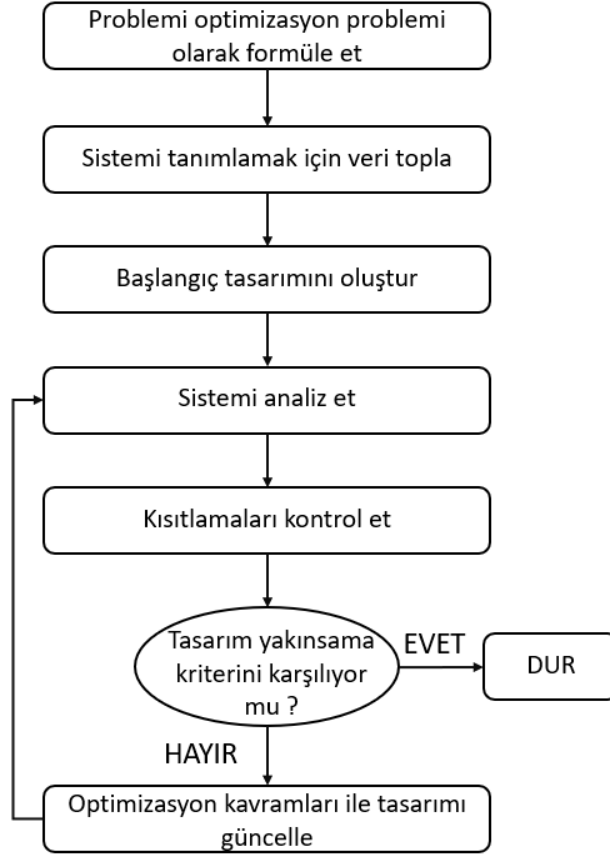
Günümüzdeki firmalar arasındaki rekabet gün geçtikçe artmaktadır. Firmalar daha kaliteli ve düşük maliyetli ürünleri pazarlara sürmedikçe birbirlerine karşı üstünlük sağlayamazlar. Firmalar müşterilerin beklentilerini ve ihtiyaçlarını karşılayabilmek ve rekabetçi olabilmek adına maliyeti düşük ve daha hafif yeni ürünler çıkarmalıdır. Yeni tasarımlarda firmalar özellikle “En kaliteli ürünü en uyguna nasıl mal edebiliriz?” sorusunu sorgulamaktadırlar.

Tasarımcılar için sistem bütünlüğünü bozmadan kaliteli ve düşük maliyetli tasarımları/sistemleri oluşturmak zorlu bir süreçtir. Şekil 3.2’deki geleneksel tasarım yöntemi daha çok deneyime, yeteneğe bağlı bir tasarım yöntemidir.



Şekil 3.2. Geleneksel tasarım yöntemi [19]

Günümüzde tasarımcılar daha uygun ve daha kaliteli ürün arayışı içinde olmakla beraber Şekil 3.3’teki optimum tasarım yöntemi tasarımcıyı belirgin bir şekilde tasarım değişkeni, amaç fonksiyonu ve tasarıma ait sınır koşullarını belirlemeye yönlendirmektedir [19]



Şekil 3.3. Optimum tasarım yöntemi [19]

Her iki tasarım yöntemlerini karşılaştırdığımızda optimum tasarım yönteminin geleneksel tasarım yöntemine kıyasla daha sistematik olduğu ve bu nedenle daha hızlı ve kesin çözümler alınabileceği öngörülmektedir.

3.3 Optimizasyonun Tarihçesi

Optimizasyon problemlerine ait çalışmalar M.Ö. dönemlere kadar dayanmaktadır. M.Ö. 300’lerde Öklid dört tarafının toplam uzunluğu aynı olan dikdörtgenler arasından bir karenin en yüksek alana sahip olduğunu ispatlamıştır. 20.yüzyılın başlarında optimizasyon adına önemli gelişmeler yaşanmıştır. 1917 yılında “Theory of minima and maxima” isimli optimizasyon üzerine ilk kitap H.Hannock tarafından yayınlanmıştır. Optimizasyon adına önemli gelişmelerden biri de 1947 yılında “simpleks yöntemi” nin

George Dantzig tarafından geliştirilmesi olmuştur. Richard Bellman çalışmaları sırasında dinamik programlama ve optimallik prensiplerini geliştirerek “Dinamik programlama” terimini literatüre kazandırmıştır [20].

1960’tan sonra optimizasyon terimi hızla genişleyerek optimizasyon tarihinin özeti üzerine kitap yazılabilecek hale gelmiştir. Lawrence J. Fogel 1960 yılında sezgisel optimizasyon araçlarından biri olan yapay zekâ üzerine çalışmalar yapmıştır. Çok amaçlı karar verme teorisinin temelleri 1975 yılında M.Zeleny, ve arkadaşları tarafından atılmıştır [20].

1980 ve 1990’larda metasezgisel algoritmalarla ait gelişmelerin gözlemlendiği dönem olmuştur. 1983 yılında S. Kirkpatrick ve arkadaşları tarafından tavlama benzetimi algoritması geliştirilmiştir. 1992 yılında Marco Dorigo karınca kolonisi optimizasyonu ve doğal algoritmalar üzerine doktora tezini tamamlamıştır. Kennedy ve Russel C Eberhart tarafından 1995 yılında bulunan parçacık sürü optimizasyonu (PSO) bir başka önemli adımlardan birisiydi [20].

2000’li yılların başında Zong Woo Geem ve arkadaşları ulaşım modelleme ve çizelgeleme gibi çeşitli optimizasyon problemlerinde yaygın olarak kullanılan Harmony Search algoritmasını geliştirmiştir. 2003 yılında Birbil ve Fang, elektromanyetik algoritmayı geliştirmişlerdir. S. Nakrani ve C Tovey ise 2004 yılında bal arısı algoritmasını geliştirmişler ve bu algoritmanın internet barındırma merkezlerinin optimizasyonu üzerine uygulamalarını ortaya koymuşlardır. Bu gelişmenin hemen ardından ise 2005 yılında D.Karaboğa tarafından yapay arı algoritması geliştirilmiştir.

3.4 Optimizasyon Problemlerinin Uygulama Alanları

Mühendislikte çokça karşılaşılan bazı optimizasyon problemlerine ait örnekler aşağıdaki gibidir [21].

- Uçaklar ve uzay araçlarının minimum ağırlık tasarımlarında
- Köprüler, kuleler, üst geçitler, çelik çerçeveler ve inşaat yapılarının minimum maliyet tasarımlarında
- Yapıların düzensiz yüklemelerinde minimum ağırlık için tasarımında
- Yapıların optimum tasarımlarında
- Makine elemanlarının optimum tasarımlarında
- Metal kesme işlemlerinin minimum maliyet için seçiminde
- Malzeme taşıyıcı ekipmanlarının tasarımlarında
- Isı transfer ekipmanlarının maksimum verimliliklerinde
- Elektrik makinelerinin optimum tasarımlarında
- Optimum ürün planlanması ve kontrollerinde
- Sanayi için boru hattı sistemlerinin tasarımlarında
- İşletme maliyetini azaltmak için bakım planlanmasında
- Maliyetin azaltılması için imalat hatlarındaki zaman kaybının kontrolünde

3.5 Temel Optimizasyon Bileşenleri

Bir optimizasyon problemlerinin matematiksel olarak formüle edilebilmesi için üç ana unsur içermelidir. Bu üç ana unsur amaç fonksiyonunun belirlenmesi, değişkenlerin tanımlanması ve kısıtların tanımlanması şeklinde açıklanabilir [18].

3.5.1 Amaç Fonksiyonunun Belirlenmesi

Optimizasyonun temel amacı bir amaç fonksiyonunu ($f(x)$) minimize veya maksimize etmektir. Örneğin; Mühendislik probleminde maliyetin minimum veya karın maksimum olması kriter olarak alınabilir.

Tasarım süreci içerisinde uygun amaç fonksiyonunun seçimi önemlidir. Maliyet, karlılık, ağırlık vb. kriterler amaç fonksiyonu olarak belirlenebilir. Bazı durumlarda tek bir amaç fonksiyonu belirlenirken bazı tip problemlerde birden fazla amaç fonksiyonu belirlenebilmektedir. Bu tip problemler, çok amaçlı tasarım problemi olarak adlandırılmaktadır.

3.5.2 Değişkenlerin Tanımlanması

Optimizasyon probleminde, amaç fonksiyonun bağlı olduğu değişkenler (x) belirlenmelidir. Bu değişkenler amaç fonksiyonun değerini etkileyen ve optimize edilmek istenen parametreleri temsil eder. Bu değişkenlerin değerlerini değiştirerek, amaç fonksiyonun optimize edilmesini sağlarız.

Tasarım değişkenleri belirlenirken aşağıdaki hususlar göz önünde bulundurulmalıdır [19].

- Tasarım değişkenleri birbirinden bağımsız olmalıdır. Fakat değişkenler birbirinden bağımsız değilse aralarında eşitlik olmalıdır.
- Minimum sayıda değişken kullanılmalıdır.

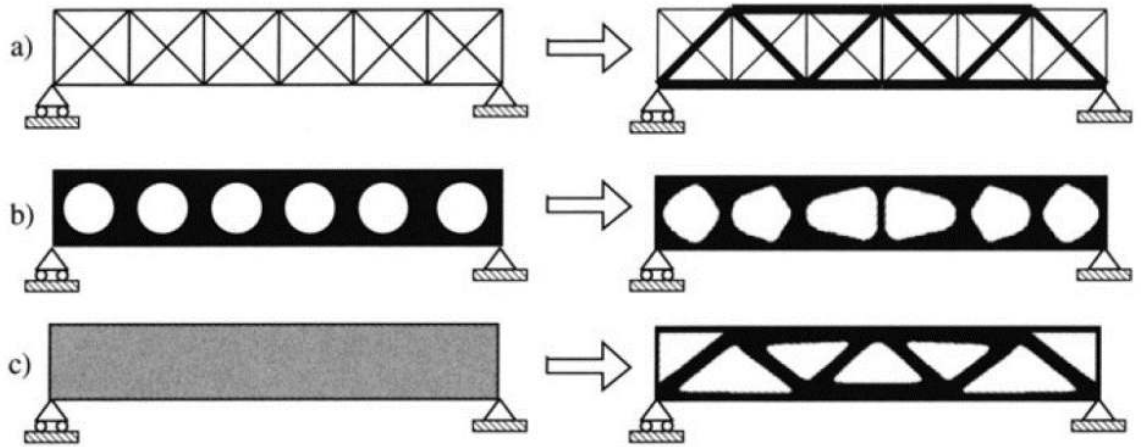
3.5.3 Kısıtların Tanımlanması

Optimizasyon probleminde, değişkenlerin bazı sınırlamalara tabi olacağı kısıtlar bulunabilir. Bu kısıtlar optimize edilmek istenen sistemin/parçanın gerçek dünyadaki kısıtlarını veya gereksinimlerini temsil eder. Uygun bir tasarım için uyulması gereken kurallar kısıtlar vardır. Örnek olarak, uluslararası standartlarda belirlenen bağlantı form ve ölçüleri gösterilebilir.

3.6 Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyon için amaç tasarım alanına göre en iyi malzeme dağılımını bularak mevcut yapı üzerinde tasarımı iyileştirmektir.

Yapısal optimizasyon yöntemi ile mevcut yapılara yeni boşluklar eklenerek tasarımlarda iyileştirmeler yapılmaktadır. Yapısal optimizasyon yöntemleri son zamanlarda sıklıkla kullanılmakta olup üçe ayrılmaktadır. Bu üç yöntem boyut optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu olarak isimlendirilir ve Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Yapısal optimizasyona ait 3 kategori

a) Boyut optimizasyonu b) Şekil optimizasyonu c) Topoloji Optimizasyonu [22]

3.6.3 Topoloji Optimizasyonu

Yapısal optimizasyon yöntemlerinden biri olan topoloji optimizasyonu son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Topoloji optimizasyonunun amacı önceden belirlenmiş amaç fonksiyonları, değişkenler ve kısıtların tanımlanması ile parçanın dış boyutlarında herhangi bir değişiklik olmadan istenilen oranda parçanın hacminin azaltılarak, parçaların uygun bölgelerinden parçanın rijitliğini mümkün olan yüksek yapının elde edilmesine olanak sağlayacak şekilde malzeme çıkarılmasıdır. Topoloji optimizasyonuna ait bir örnek Şekil 3.7’de belirtilmiştir [23].

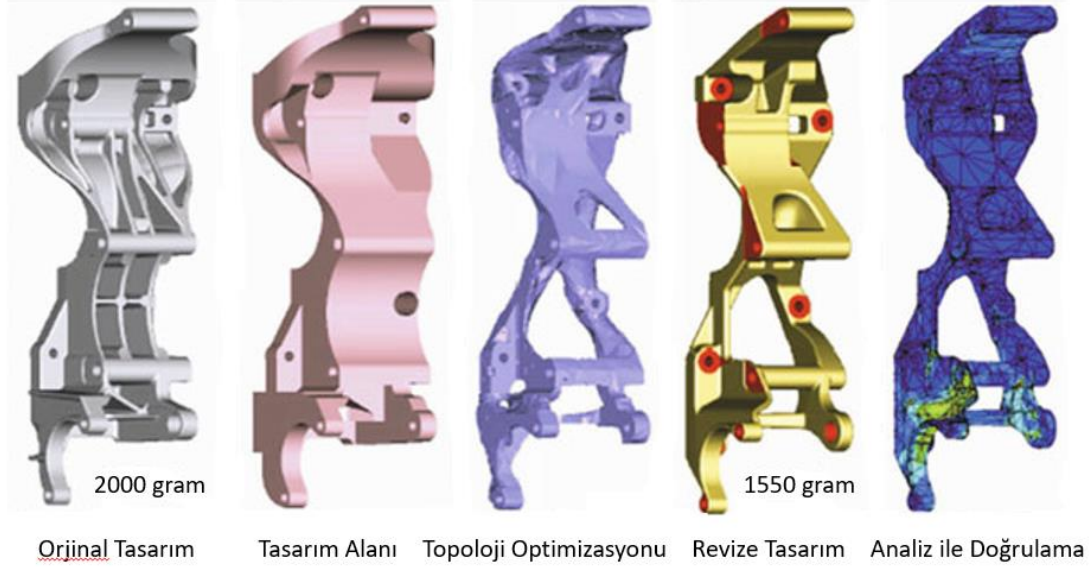


Şekil 3.7. Topoloji optimizasyonuna bir örnek [23]

Topoloji optimizasyonunda malzemelerin dağılımını belirlemek için iki farklı metot mevcuttur. Bu metotlardan biri homojenleştirme metodu olup Bendso ve Kikuchi tarafından 1988 yılında ortaya koyularak geliştirilmiştir [24].

Malzemelerin dağılımını belirleyen diğer bir metot ise yoğunluk metodu olup 1993 yılında Yang ve Chuang tarafından ortaya koyulmuştur [25].

Topoloji optimizasyonunun son yıllarda tercih edilmesinin en önemli nedeni optimizasyon yapılacak veya yeni tasarım yapılacak parçanın yükleme ve sınır şartları tanımlanarak en uygun yapıyı elde etmesidir. Şekil 3.8’de topoloji optimizasyonu yapılmış motor montaj braketine ait bir örnek verilmiştir.



Şekil 3.8. Topoloji optimizasyonu yapılmış motor montaj braketine ait bir örnek [26]

4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Çatallı flanşlar araçların şanzıman bağlantısında ve diferansiyel bağlantılarında kullanılmakla beraber ağır ticari araç arka kardan millerinde ara yatak flanşı (CF) ile ön ve arka kardan milini birleştirmek içinde kullanıldığı önceki bölümlerde bahsedilmişti.

Bu çalışmada mevcut çatallı flanş öncelikli olarak yeniden tasarlanarak sonlu elemanlar yöntemi ile analize tabi tutulmuş Von Mises gerilmelerine ve şekil değişim dağılımlarına bakılmıştır.

Daha sonra topoloji optimizasyon yöntemi kullanılarak elde edilen veriler ile mevcut çatallı flanş üzerinden çıkarılacak alanlar belirlenmiştir. Çıkarılacak alanların belirlenmesi sonrasında hafifletilmiş çatallı flanş dövme parça tasarımı ve nihai ürün tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Yeni hafifletilmiş nihai ürün çatallı flanş tasarımından sonra mevcut çatallı flanşa uygulanan analiz hafifletilmiş çatallı flanşa da uygulanmıştır. Her iki analiz doğrultusunda çıkan değerler karşılaştırılmıştır.

Optimize edilmiş çatallı flanşın üretilmesi sonrasında montaj bölümünün desteği ile kardan milleri üretilmiş ve statik torsiyon ile torsiyonel yorulma testlerine tabi tutulmuştur. Testlerin başarı ile gerçekleştirilmesi sonrasında tasarım dondurulmuştur.

4.1 Mevcut Çatallı Flanş Parçasının Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi

Çatallı flanş sıcak dövme yöntemiyle C45E çeliğinden üretilmiştir. Dövme öncesi çeliğe ait mekanik özelliklerin kullanılması sıcak dövme yönteminin malzeme üzerinde yaratacağı etkileri tam olarak yansıtamadığı için tercih edilmemektedir. Bu doğrultuda Tablo 4.1 ve Tablo 4.2’de belirtildiği gibi Özbakış ve arkadaşlarının [27] daha önceden yaptığı çalışmalar doğrultusunda testler ile doğruluğu ispatlanmış malzeme özellikleri referans alınmıştır.

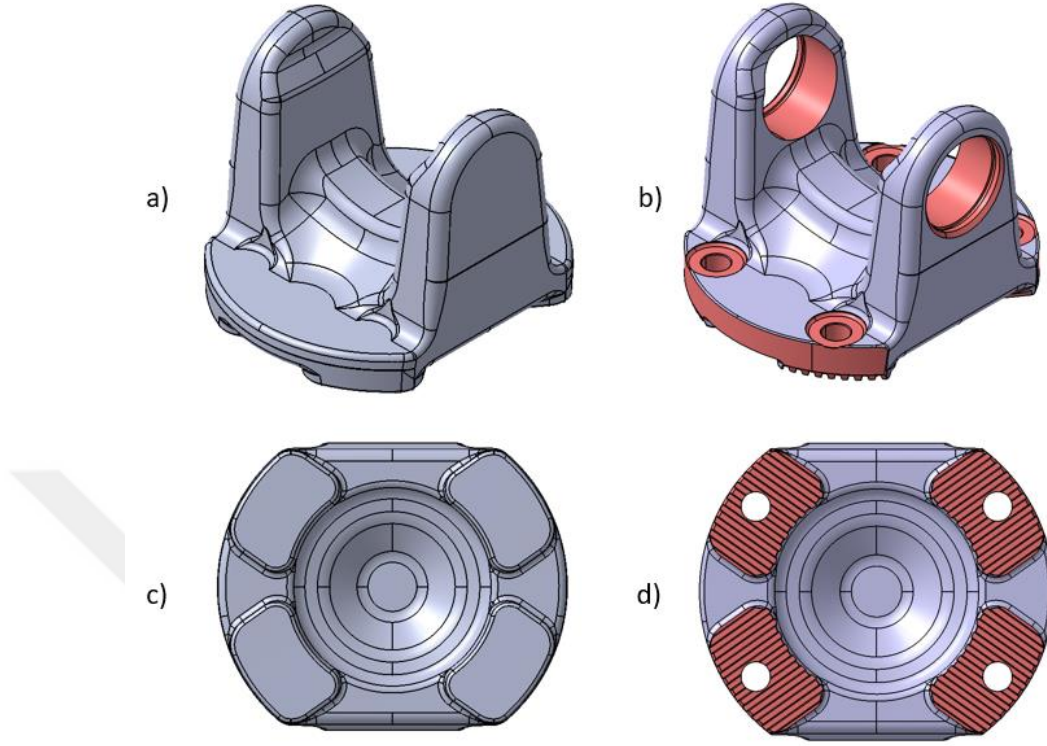
Tablo 4.1. C45E malzemesine ait alaşım elementlerinin oranları ve sertlik değeri [27]

	Karbon	Krom	Alüminyum	Molibden	Silisyum	Mangan	Fosfor	Kükürt	Bakır	Kalay	Nikel	
Alaşım Elementleri / Oranları	% C	% Cr	% Al	% Mo	% Si	% Mn	% P	% S	% Cu	% Sn	% Ni	Sertlik (HB)
C45E	0,46	0,12	0,021	0,02	0,26	0,73	0,01	0,019	0,21	0,012	0,09	217

Tablo 4.2. C45E malzemesinin özellikleri [27]

Malzeme	Akma Mukavemeti [MPa]	Çekme Mukavemeti [MPa]	Yorulma Mukavemeti [MPa]	Elastisite Modülü [Mpa]	Yüzde Uzama [%]
C45E	431	795	400	208.000	18%

Sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilecek olan analiz için mevcut dövme parça ve nihai ürün CATIA V5 programında tasarlanmıştır. Hazırlanan mevcut çatallı flanş dövme parçasının ağırlığı 7,56 kg iken mevcut nihai ürünün ağırlığı 6,10 kg’dır. Şekil 4.1’de mevcut çatallı flanşa ait dövme ve nihai ürün görüntüleri örnek verilmiştir.



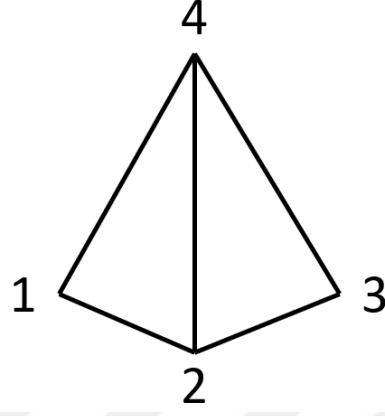
Şekil 4.1. Mevcut çatallı flanş üç boyutlu model görüntüsü

- a) Dövme modele ait izometrik görüntü b) Nihai ürüne ait modelin izometrik görüntüsü
c) Dövme modele ait alt görüntü d) Nihai ürüne ait modelin alt görüntüsü

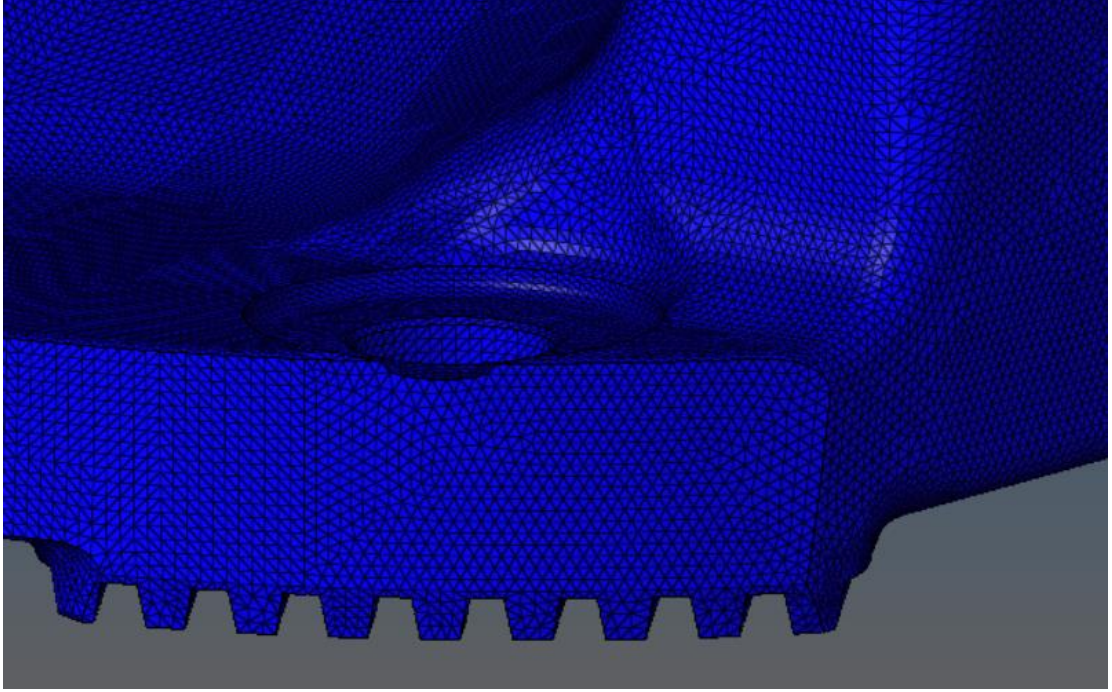
Altair HyperWorks’de analize tabi tutulacak olan çatallı flanş ilk öncelikle düzgün sorunsuz bir mesh oluşturmak adına model üzerinde geometrik düzenlemeler yapılmış ve geometrik düzenlemeler sonrasında yüklerin tanımlanacağı mesh yapısı oluşturulmuştur. Mesh yapısı Kahyalar ve arkadaşlarının [28] daha önceden yaptığı çalışmalar doğrultusunda testler ile doğruluğu ispatlanmış olan eleman boyutunda R-trias ve 3D tetra elemanlarından yararlanılarak mesh yapısı oluşturulmuştur.

Oluşturulan mesh yapısı Kahyalar ve arkadaşlarının [28] bahsetmiş olduğu gibi 1 mm eleman boyutunda Şekil 4.2’deki gibi 4 adet node sahiptir.

Şekil 4.3'te mesh yapısı gösterilen mevcut çatallı flanş 1.308.273 adet eleman 275.673 adet node'dan oluşmaktadır.



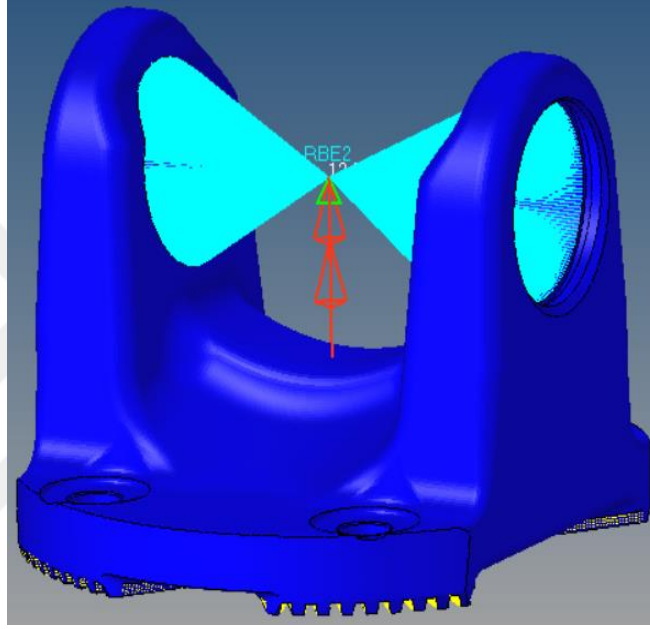
Şekil 4.2. Yapısal ağ elemanı



Şekil 4.3. Mevcut çatallı flanş kritik bölgedeki mesh yapısı

Mesh yapısı oluşturulduktan sonra XS bağlantı yüzeylerinden rijit elemanlar ile birbirine bağlanarak rijit elemanların orta noktasına sabitleme elemanları atanmış ve sınır

koşulları belirlenmiştir. Daha sonra istavroz rulmanının hareket ettiği çatallı flanş kulak iç yüzeyleri rijit elemanlar ile birbirine bağlanarak rijit elemanların orta noktasına elastik limit akma tork değeri olan 14.000 Nm tork tanımlanmıştır. Tork tanımlanmasından sonra elastisite modülü 208.000 MPa ve poisson oranı 0,3 olarak tanımlanmış ve analize ait ön hazırlıklar tamamlanmıştır.

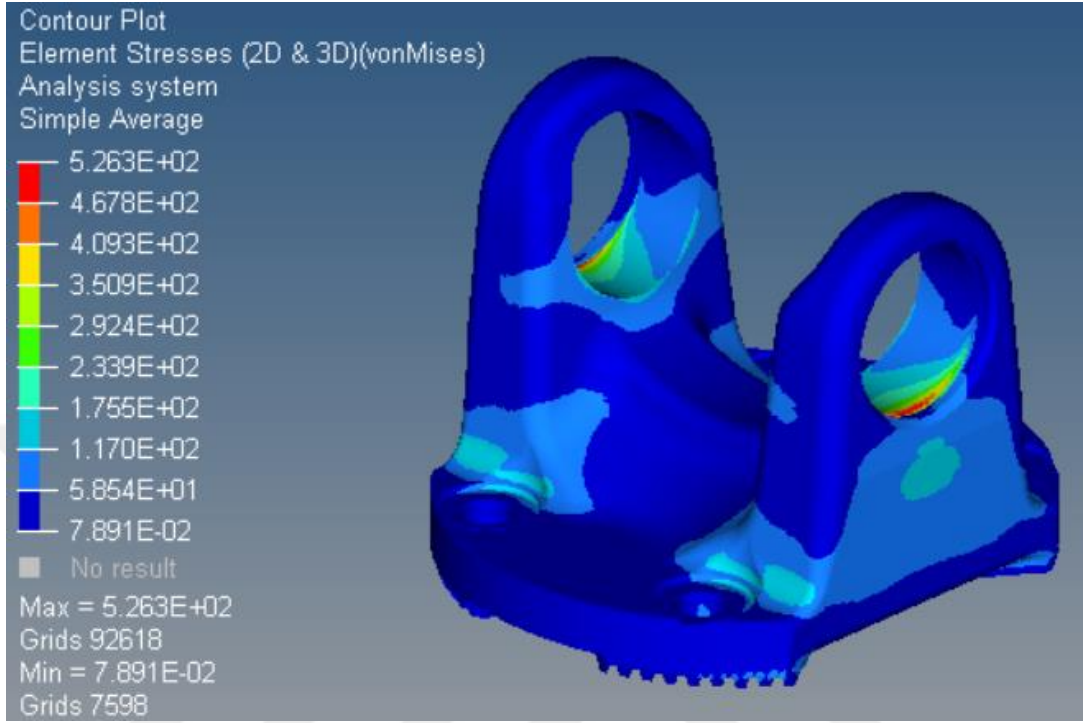


Şekil 4.4. Ön hazırlığı tamamlanan mevcut çatallı flanş

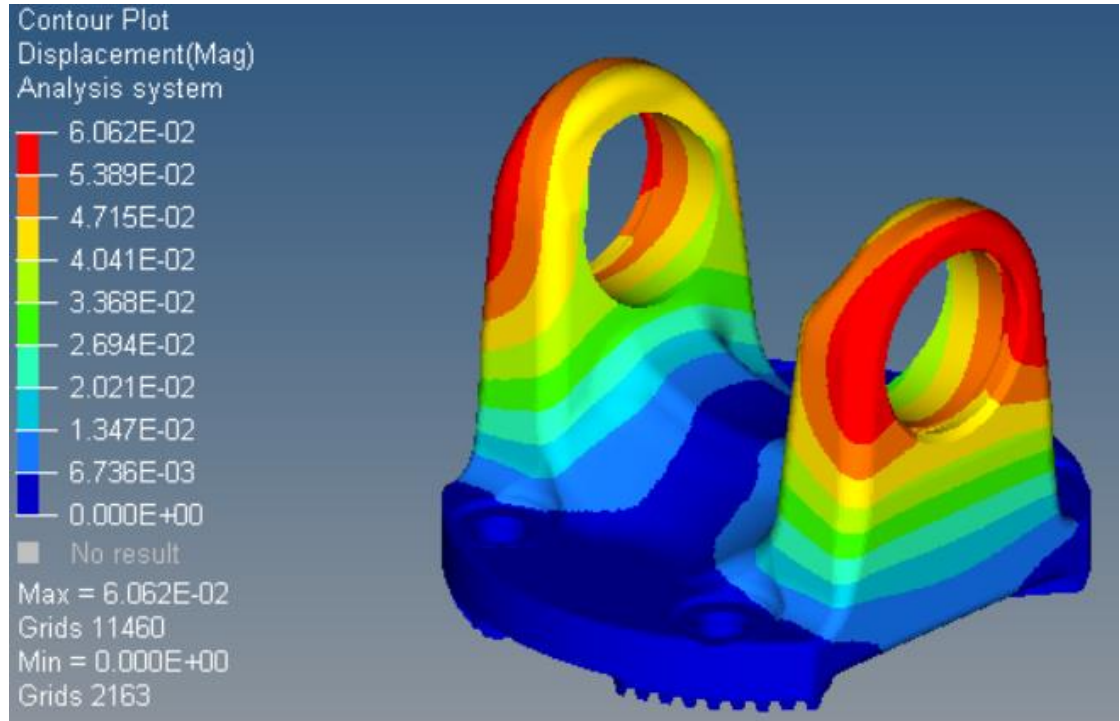
Ön hazırlığı tamamlanan ve analiz için hazır olan mevcut çatallı flanşa ait FEA görüntüsü Şekil 4.4’te belirtilmiştir. Çatallı flanş alt bölgesinde sarı renk ile belirtilen rijit elemanlar modelin sabitlenmesi için kullanılmıştır. Kulak deliklerinde turkuaz renk ile belirtilen rijit elemanlar ise tork tanımlamak için kullanılmıştır.

Analize hazır olan mevcut çatallı flanş Optistruct modülü ile statik analizi gerçekleştirilmiştir. Analizi tamamlanan çatallı flanşın gerilme ve şekil değiştirme değerlerini HyperView modülü üzerinden incelenmiştir.

Statik analiz sonucunda kritik bölgeler de elde edilen Von Mises gerilme değerleri Şekil 4.5’te, şekil değiştirme dağılımı ise Şekil 4.6’da gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Mevcut çatalı flanş üzerindeki Von Mises gerilme dağılımı

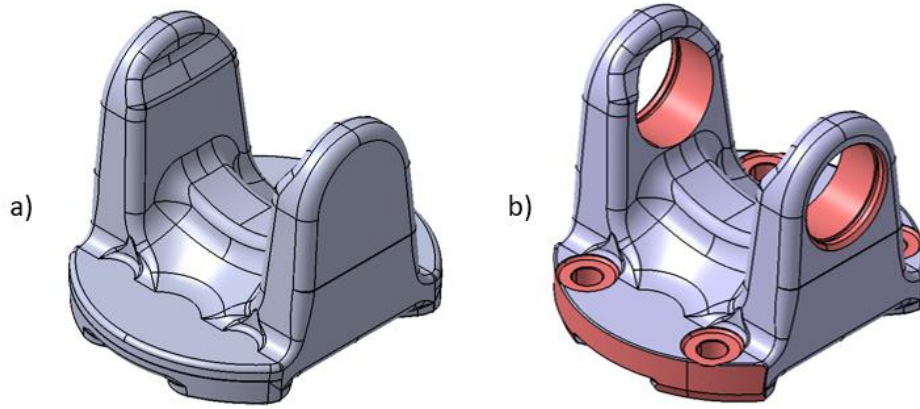


Şekil 4.6. Mevcut çatalı flanş üzerindeki şekil değişim dağılımı

4.2 Topoloji Optimizasyonu

Yapısal optimizasyon yöntemi olarak son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlanan topoloji optimizasyonundaki amaç kardan milinde bulunan mafsal grubunun en önemli parçalardan biri olan çatallı flanşın dış boyutlarında değişiklik yapmadan geometride çıkarılacak alanları belirlemek ve belirlenen bu alanların çıkarılması sonrasında parçayı hafifletmektir.

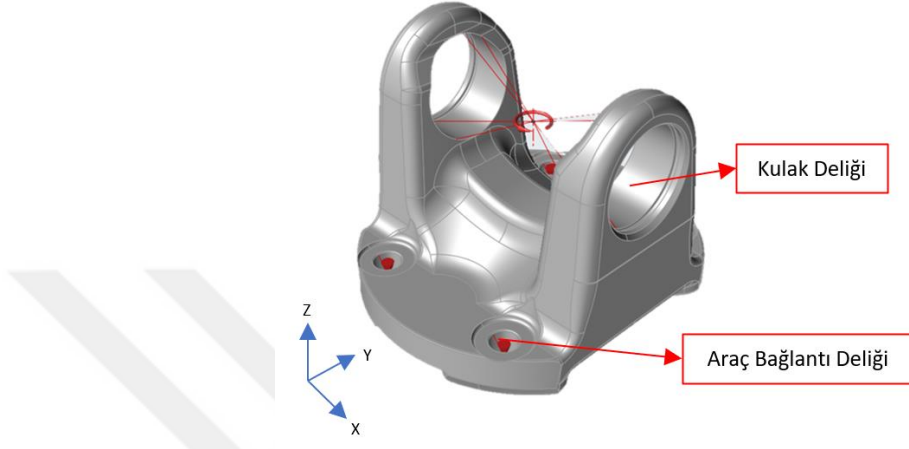
Bu doğrultuda mevcut çatallı flanş dövme parça üzerine ilk olarak dış çap tornalaması gerçekleştirilmiş ve daha sonra kulak deliği, bağlantı delikleri ve segman kanalları açılarak nihai ürün hazırlanmış ve Altair Inspire programında topoloji optimizasyonu yapılması için Şekil 4.7’de görüldüğü gibi hazır hale getirilmiştir.



Şekil 4.7. Mevcut çatallı flanş üç boyutlu modeli
a) Dövme modeli b) Nihai ürün modeli

Altair Inspire topoloji programında ilk öncelikle çatallı flanş modeli üzerindeki bağlantı deliklerinden “Support” komutu ile serbestlik olmayacak şekilde çatallı flanş sabitlenmiştir. Daha sonra istavroz rulmanının çalıştığı çatallı flanş kulak iç yüzeylerine Z ekseninde olacak şekilde elastik limit akma tork değeri olan 14.000 Nm tork

tanımlanmıştır. Son olarak “Symmetric Control” komutu ile simetri düzlemleri tanımlanmış ve optimize edilmiş şeklin simetrik olması sağlanarak topoloji optimizasyonu için ön hazırlıklar tamamlanmıştır.



Şekil 4.8. Topoloji optimizasyonu sınır şartları

Ön hazırlıkları tamamlanan çatallı flanşın şekil 4.8’de verilen sınır şartlarında amaç fonksiyonu olarak maksimum rijitlik kısıtlayıcı olarak ise toplam tasarım alanı hacminden sırasıyla %50 hacim azalması seçilmiş ve topoloji optimizasyonu ile boşaltılan bölgeler Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Topoloji optimizasyonu ile %50 hacim azalması

Çatallı flanş yapısını ve XS bölgelerini koruma adına bir iterasyon daha yapılmış ve bu sefer toplam tasarım alanı hacminden %40 hacim azalması seçilerek topoloji optimizasyonu ile boşaltılan bölgeler Şekil 4.10’da gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Topoloji optimizasyonu ile %40 hacim azalması

Çatallı flanş yapısını ve XS bölgelerini koruma adına son bir iterasyon daha yapılmış ve bu sefer toplam tasarım alanı hacminden %30 hacim azalması seçilerek topoloji optimizasyonu ile boşaltılan bölgeler Şekil 4.11’de gösterilmiştir.

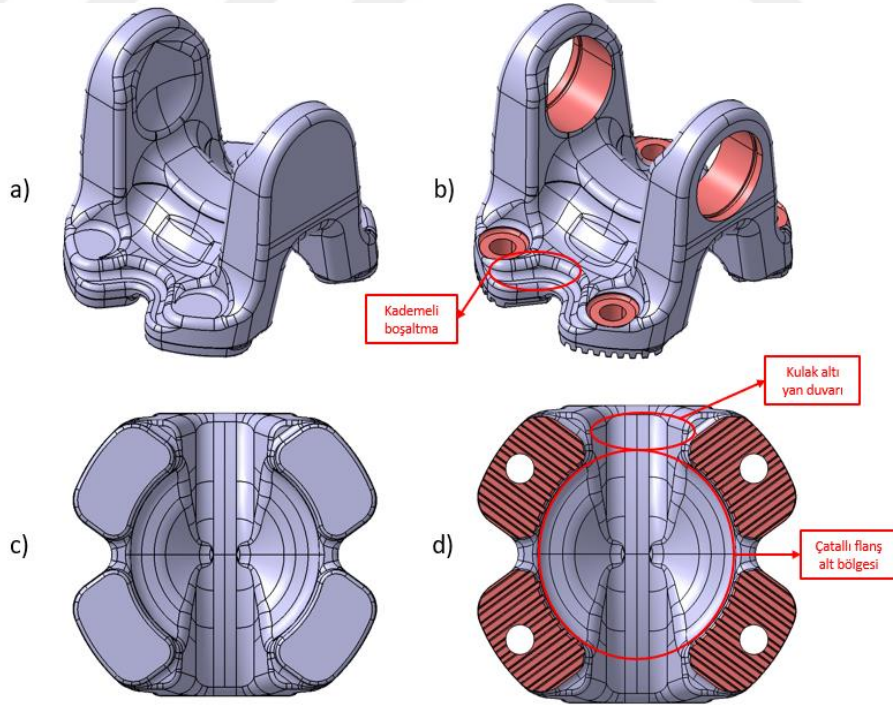


Şekil 4.11. Topoloji optimizasyonu ile %30 hacim azalması

Topoloji optimizasyonu ile 3 farklı iterasyon gerçekleştirilmiş olup çatallı flanşın yapısı ve XS bölgelerini koruma adına %30 hacim azalması referans alınarak yeni tasarımlar için boşaltılacak bölgeler belirlenmiştir.

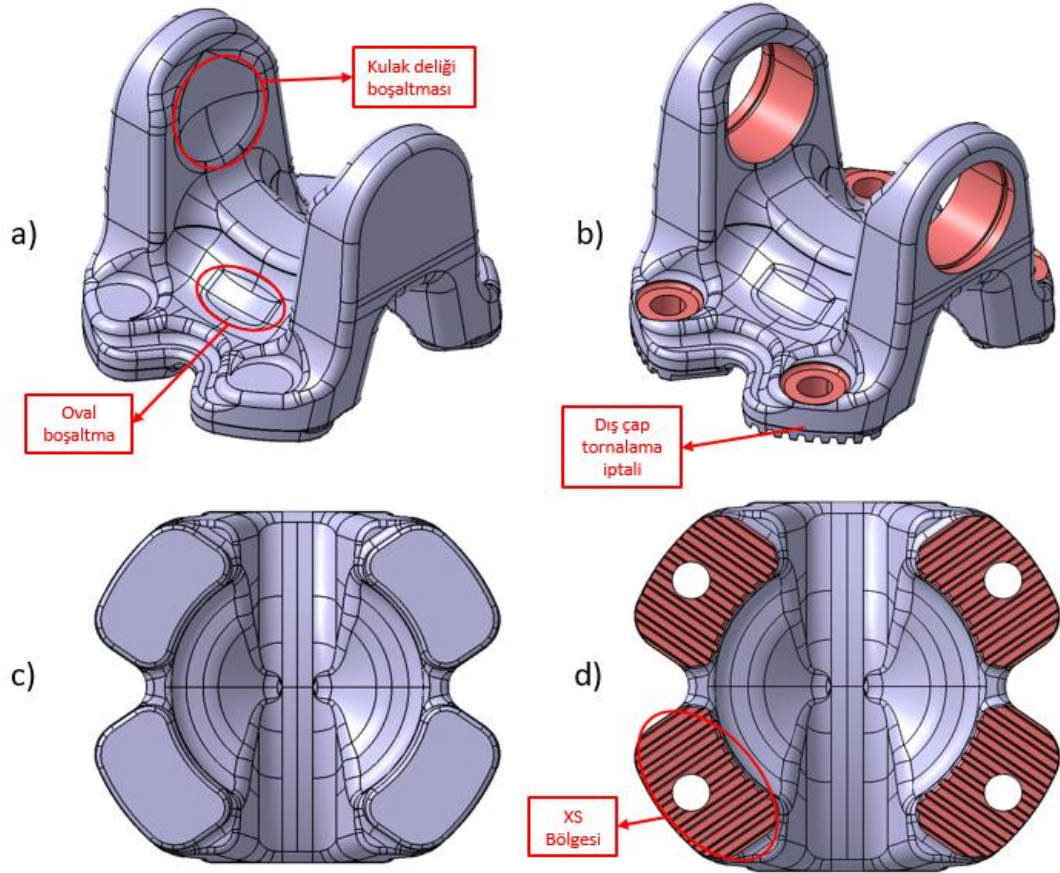
4.3 Topoloji Optimizasyon Sonrası Hafifletilmiş Çatallı Flanş Tasarımı

Topoloji optimizasyonun çıktısı olarak boşaltılacak olan bu alanlar dikkate alınarak bilgisayar destekli tasarım programı CATIA V5'te yeni çatallı flanşa ait dövme model oluşturulmuştur. Dövme model oluşturulurken topoloji optimizasyonunun işaret ettiği çatallı flanşın alt bölgesi ve kulak altlarında mevcuda göre bir miktar boşaltma yapılmıştır. Topoloji optimizasyonundan elde edilen diğer bir veri olan iki delik arası boşaltmada XS bölgelerini koruma adına kademeli boşaltma uygulanmıştır. Uygulanan boşaltmalar Şekil 4.12'de gösterilmiştir.



Şekil 4.12. Hafifletilmiş yeni tasarım çatallı flanş üç boyutlu model görüntüsü-1
a) Dövme modele ait izometrik görüntü b) Nihai ürüne ait modelin izometrik görüntüsü
c) Dövme modele ait alt görünüm d) Nihai ürüne ait modelin alt görüntüsü

Model oluşturulurken topoloji optimizasyonundan elde edilen verilere ek tasarım bilgi ve birikimi ile birkaç alanda daha hafifletmek için malzeme çıkarılmıştır. Bunların başında kulak bölgesinde kulak deliği çapında bir miktar boşaltma yapılmıştır. Diğer bir hafifletmek için çıkarılan alan ise çatallı flanşın karşılık parçasının mafsallık açısı kadar açı yaptığındaki bölgede oval bir boşaltma yapılmıştır. Son olarak mevcut çatallı flanş dövme parçadan nihai ürün elde edilirken dış çap tornalama yapılmaktadır. Yeni yapılan hafifletirilmiş çatallı flanşta dış çap tornalama iptal edilerek çapta 5 mm'lik bir avantaj sağlanarak dövme model oluşturulmuştur. Uygulanan boşaltmalar Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



Şekil 4.13. Hafifletilmiş yeni tasarım çatallı flanş üç boyutlu model görüntüsü-2
a) Dövme modele ait izometrik görüntü b) Nihai ürüne ait modelin izometrik görüntüsü
c) Dövme modele ait alt görüntü d) Nihai ürüne ait modelinin alt görüntüsü

Son olarak topoloji optimizasyonundan elde edilen verilere ek tasarım bilgi ve birikimi ile hazırlanan hafifletilmiş dövme model üzerine kulak deliği ve segman kanalı tasarıma eklenerek nihai ürün hazırlanmaya başlanmıştır. Kulak deliği ve segman kanalı eklenmesi sonrasında bağlantı delik detayları ve XS boşaltmaları ISO 12667 standardına uygun olarak açılarak nihai ürün Altair HyperWorks sonlu elemanlar analizine hazır hale getirilmiştir.

Hazırlanan hafifletilmiş çatallı flanş dövme parçanın ağırlığı 6,15 kg iken, nihai ürünün ağırlığı 4,90 kg'dır.

4.4 Hafifletilmiş Çatallı Flanş Parçasının Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi

Hafifletilmiş çatallı flanş tasarımının tamamlanması sonrasında malzeme olarak mevcut çatallı flanş malzemesi olan C45E çeliği belirlenmiştir. Malzemeye ait mekanik özellikler önceki bölümlerde yer alan Tablo 4.1 ve Tablo 4.2'de belirtilmiştir.

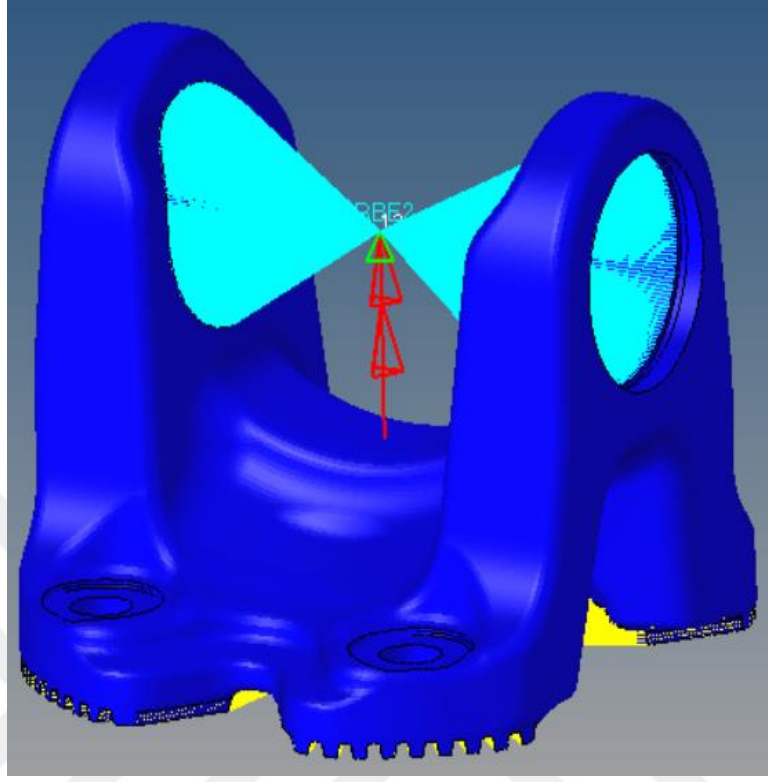
Altair HyperWorks'de analize tabi tutulacak olan çatallı flanş ilk öncelikle düzgün sorunsuz bir mesh oluşturmak adına model üzerinde geometrik düzenlemeler yapılmış ve geometrik düzenlemeler sonrasında yüklerin tanımlanacağı mesh yapısı oluşturulmuştur. Mesh yapısı Kahyalar ve arkadaşlarının [28] daha önceden yaptığı çalışmalar doğrultusunda testler ile doğruluğu ispatlanmış olan eleman boyutunda R-trias ve 3D tetra elemanlarından yararlanılarak mesh yapısı oluşturulmuştur.

Şekil 4.14'te mesh yapısı gösterilen hafifletilmiş çatallı flanş 1.251.360 adet eleman 264.821 adet node'dan oluşmaktadır.



Şekil 4.14. Hafifletilmiş çatallı flanşa ait kritik bölgedeki mesh yapısı

Mesh yapısı oluşturulduktan sonra XS bağlantı yüzeylerinden rijit elemanlar ile birbirine bağlanarak rijit elemanların orta noktasına sabitleme elemanları atanmış ve sınır koşulları belirlenmiştir. Daha sonra istavroz rulmanının hareket ettiği çatallı flanş kulak iç yüzeyleri rijit elemanlar ile birbirine bağlanarak rijit elemanların orta noktasına 14.000 Nm değerinde tork tanımlanmıştır. Tork tanımlanmasından sonra elastisite modülü 208.000 MPa ve poisson oranı 0,3 olarak tanımlanmış ve analize ait ön hazırlıklar tamamlanmıştır.

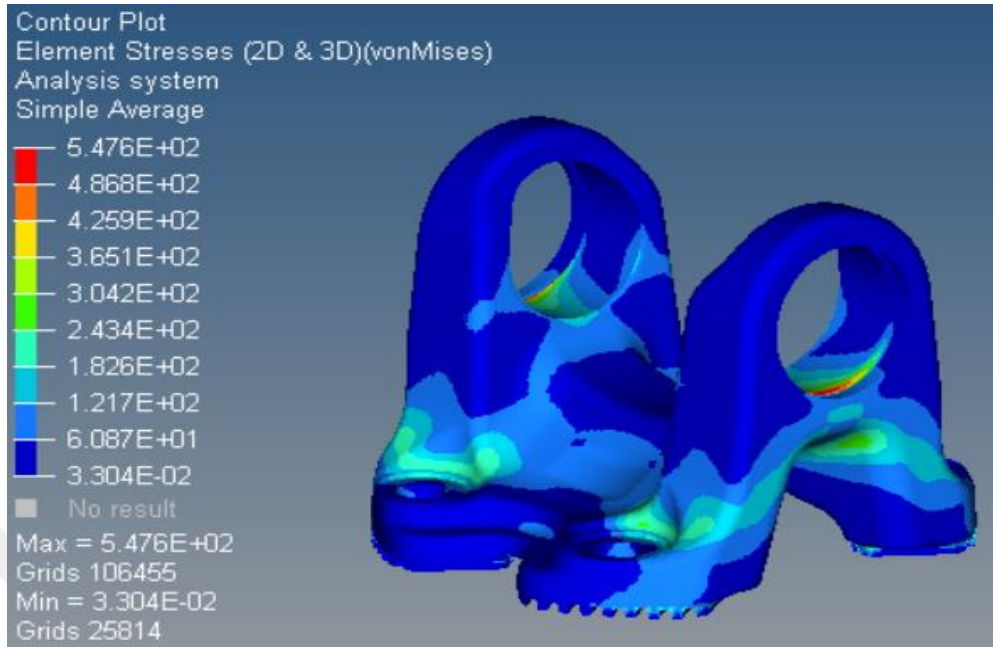


Şekil 4.15. Ön hazırlığı tamamlanan hafifletilmiş çatallı flanş

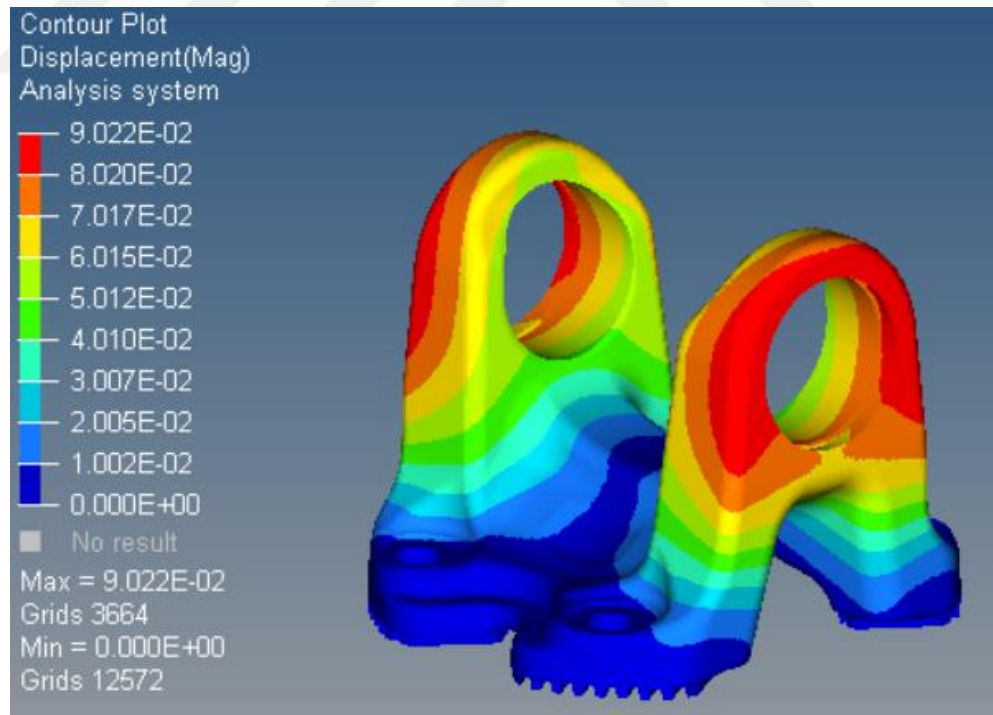
Ön hazırlığı tamamlanan ve analiz için hazır olan hafifletilmiş çatallı flanşa ait FEA görüntüsü Şekil 4.15'te belirtilmiştir. Çatallı flanş alt bölgesinde sarı renk ile belirtilen rijit elemanlar modelin sabitlenmesi için kullanılmıştır. Kulak deliklerinde turkuaz renk ile belirtilen rijit elemanlar ise tork tanımlamak için kullanılmıştır.

Analize hazır olan mevcut çatallı flanş Optistruct modülü ile statik analizi gerçekleştirilmiştir. Analizi tamamlanan çatallı flanşın gerilme ve şekil değiştirme değerlerini HyperView modülü üzerinden incelenmiştir.

Statik analiz sonucunda kritik bölgeler de elde edilen Von Mises gerilme değerleri Şekil 4.16'da şekil değiştirme dağılımı ise Şekil 4.17'de gösterilmiştir.



Şekil 4.16. Hafifletilmiş çatallı flanş üzerindeki Von Mises gerilme dağılımı



Şekil 4.17. Hafifletilmiş çatallı flanş üzerindeki şekil değişim dağılımı

4.5 Mevcut-Hafifletilmiş Çatallı Flanşlara ait Ağırlık ve Analiz Karşılaştırması

Mevcut çatallı flanş ile hafifletilmiş çatallı flanşların analiz ve ağırlıklarını bu bölümde karşılaştırmasını gerçekleştireceğiz. Öncelikli olarak mevcut ile hafifletilmiş çatallı flanşların ağırlıklarını incelediğimizde Tablo 4.3'ten görüleceği üzere mevcut çatallı flanş dövme parçanın ağırlığı 7,56 kg iken hafifletilmiş çatallı flanş tasarımı ile bu ağırlık 6,15 kg'a düşmektedir ve dövme parçada 1,41 kg hafiflik sağlanmıştır.

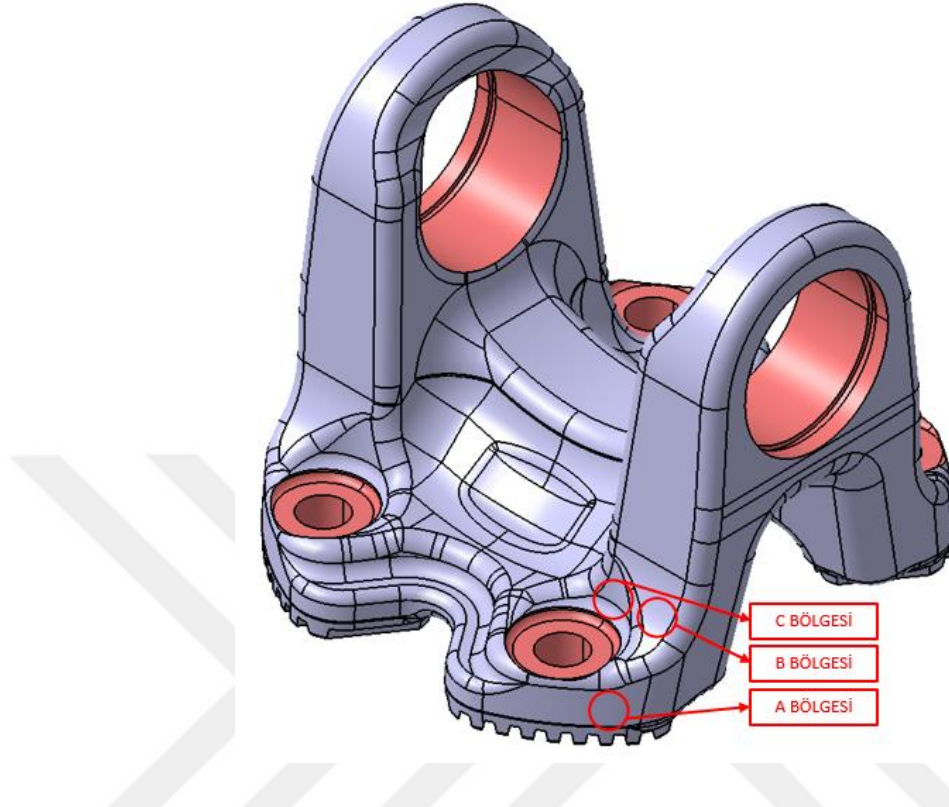
Aynı şekilde mevcut çatallı flanşa ait nihai ürünün ağırlığı 6,10 kg iken hafifletilmiş çatallı flanş nihai ürün ile bu ağırlık 4,90 kg'a düşmektedir ve nihai üründe 1,20 kg hafiflik sağlanmıştır.

Hafifletilmiş çatallı flanş ile birlikte mevcut çatallı flanşa nazaran 0,21 kg daha az talaş kaldırılmaktadır ve bu da takımların uç sarfiyatını olumlu yönde etkilemektedir.

Tablo 4.3. Mevcut-hafifletilmiş çatallı flanş ağırlıkları ve talaş miktarları

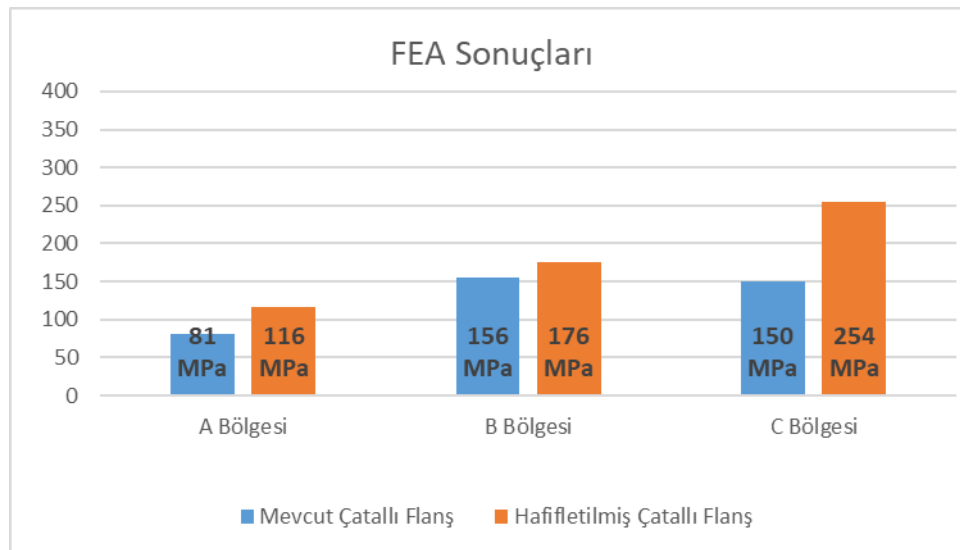
	Dövme Ağırlığı [kg]	Nihai Ürün Ağırlığı [kg]	Talaş Miktarı [kg]
Mevcut Parça	7,56	6,10	1,46
Hafifletilmiş Parça	6,15	4,90	1,25
Ağırlık Farkı	1,41	1,20	0,21
Ağırlık Yüzde Farkı [%]	% 18,65	% 19,67	% 14,38

Yapılan analizler doğrultusunda Şekil 4.18'de belirtilen A, B, C kritik bölgeleri dikkate alınarak mevcut ve hafifletilmiş çatallı flanşlarda görülen gerilmeler Tablo 4.4'te belirtilmiştir.



Şekil 4.18. Hafifletilmiş çatalı flanş üzerinde kritik A-B-C bölgelerinin 3D gösterimi

Tablo 4.4. Mevcut-hafifletilmiş çatalı flanş FEA sonuçları



5 DENEYSEL ÇALIŞMALARIN DOĞRULAMA TESTLERİ

Topoloji optimizasyonu ile hafifletilmiş çatallı flanş sıcak dövme yöntemiyle üretilmiş olup parça üretim bölümümüzde tasarımı yapılan nihai ürün tasarımına göre işlenmiştir. İşlenen hafifletilmiş nihai ürünlerin kullanıldığı kardan millerinin montaj bölümümüzce prototip üretimleri gerçekleştirilerek test edilmek üzere hazır hale getirilmiştir.

Prototip kardan milleri statik torsiyon ve torsiyonel yorulma testlerine tabi tutulmuştur. Statik torsiyon testleri sırasında strain gauge yardımıyla çatallı flanş üzerinden veri toplanmış ve FEA analizleri ile kıyaslaması yapılmıştır.

5.1 Statik Torsiyon Testi

Statik torsiyon testlerinde kardan mili bir tarafından sabitlenirken diğer tarafından tork uygulanacak şekilde cihaza bağlanacağı ve kardan mili birim parçaları veya alt grupları zarar görene kadar testin devam ettirileceği daha önceki bölümlerde belirtilmişti.

Yapılan statik torsiyon testleri doğrultusunda kabul kriteri olarak elastik limit akma tork değeri 14.000 Nm olmasına rağmen yapılan testlerde elastik limit torku ortalama 23.000 Nm olarak görülmüş olup ortalama 32.750 Nm tork değerinde kardan mili sabit mafsallı istavroz gövdesinden kırılma meydana gelmiştir.

5.2 Torsiyonel Yorulma Testi

Kardan milleri gerçek çalışma koşulları altında değişken ve tekrarlı yüklere maruz kaldığını ve bu yüklerin kardan mili montajının yapılacağı araç uygulamasının özelliklerine göre torsiyonel yükleme, genellikle tam değişken şeklinde olabileceği önceki bölümlerde belirtmişti.

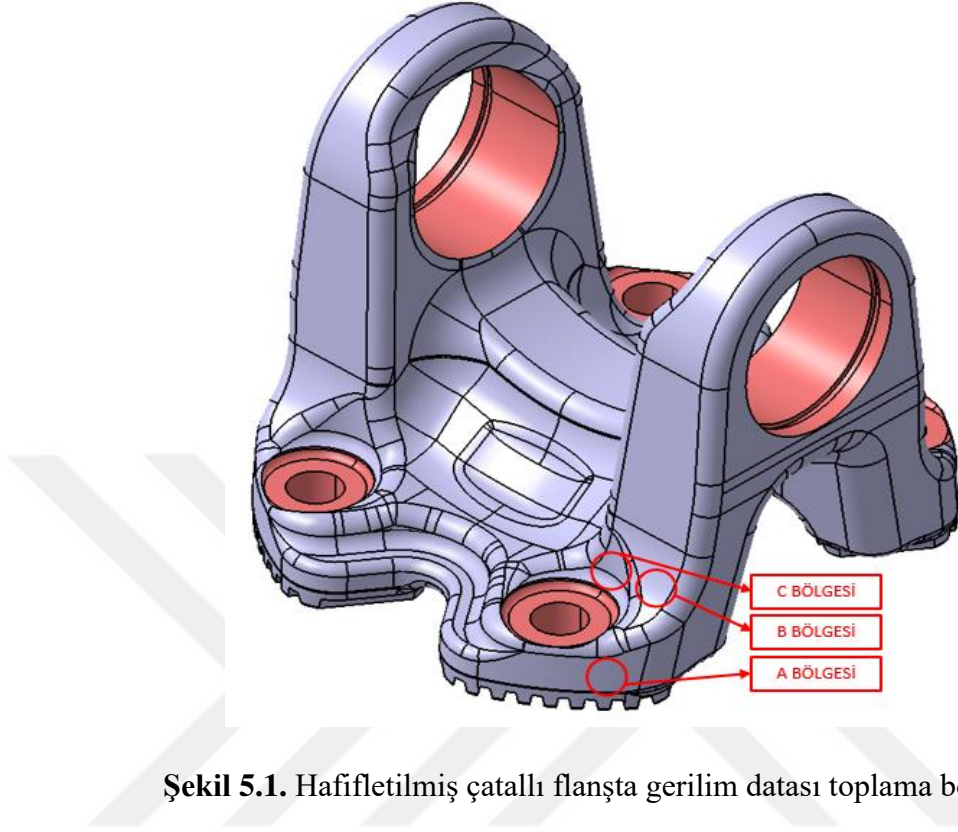
Torsiyonel yorulma testlerinde çatallı flanş bir taraftan sabitlenirken diğer taraftan ise fonksiyonel limit torkunun belli bir yüzdesinde uygulanan tork, 1 Hz yükleme frekansı ve saha tecrübelerine istinaden 300.000 cycle kabul kriteri doğrultusunda teste tabi tutulmuş olup ortalama 734.000 cycle değerlerinde testler durdurulmuştur.

Test sonrası yapılan kontrollerde kardan milinde ve birim parçalarında herhangi bir deformasyon görülmemiştir.

5.3 Strain Gauge Yardımıyla Gerilim Datası Toplama

Testler sırasında strain gauge yardımıyla veri toplama çalışması için bir grup ön hazırlık yapılmıştır. Yapılan bu ön hazırlıklar için öncelikle birim parça olan topoloji optimizasyonu ile hafifletilmiş çatallı flanşa veri toplanacak olan Şekil 5.1’de belirtilen kritik bölgeler belirlenmiştir.

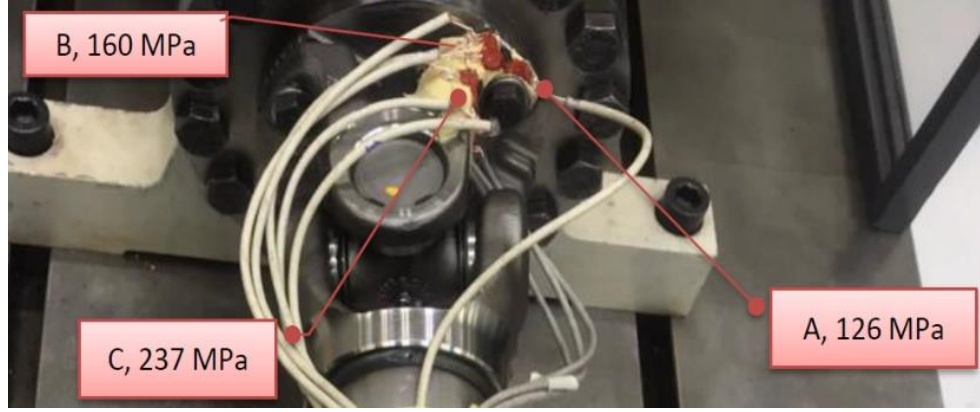
Belirlenen bu bölgelere 80-150-320’lik zımpara yapılmıştır. Zımpara yapılan bu bölgelere ait yüzeyler alkol ve degreaser ile temizlenmiş ve temizlenen yüzeye TML (Tokyo Measuring Instruments Laboratory Co) firmasına ait yapıştırıcı ile rozetler enstrümanite edilerek 5-10 dk baskı uygulanmıştır. Uygulanan baskı sonrasında kâğıt bantlar yardımıyla etrafı çevrelenerek bantlanmıştır. Kâğıt bantların üzerine terminaller yerleştirilerek lehimleme yöntemi ile Quarter Bridge bağlantısı yapılmıştır. Yapılan bu bağlantılar ohm metre yardımı ile kontrolleri gerçekleştirilmiş ve birbirine temas etmemesi için sıvı conta ile kaplanarak ön hazırlık işlemi tamamlanmıştır.



Şekil 5.1. Hafifletilmiş çatallı flanşta gerilim datası toplama bölgeleri

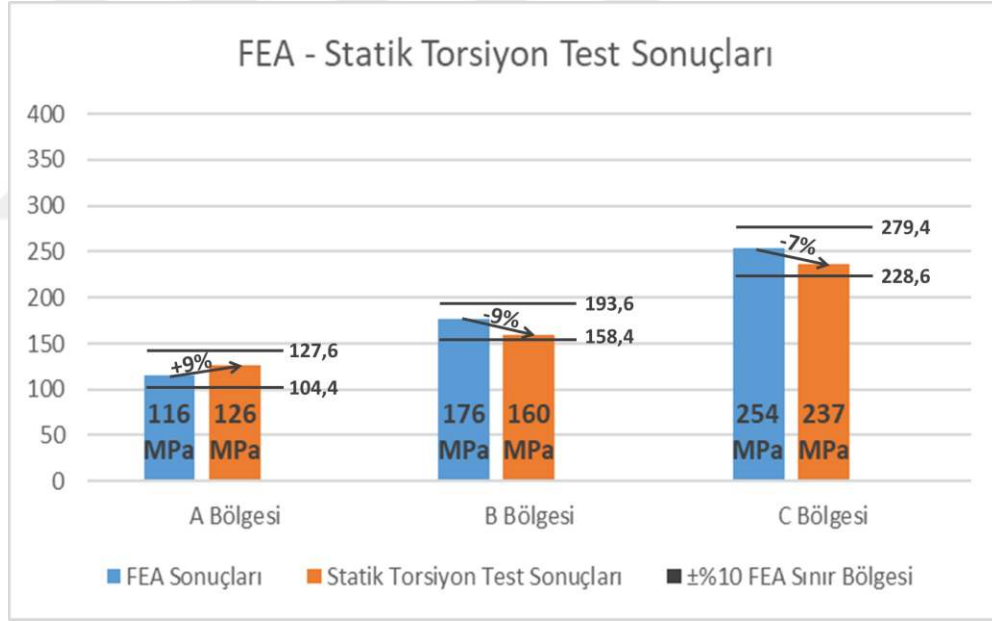
Kardan milleri veri toplama çalışmasında test cihazına bağlandıktan sonra LMS Bridge kalibrasyonu yapılmıştır. Hafifletilmiş çatallı flanşın belirlenen bölgelerinden ilgili tork seviyelerinde 18 farklı kanal kullanarak 6 Strain Gauge ile tek seferde veri toplama gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler üzerinden eş değer gerilme (Von Mises akma kriteri kullanılarak), asal şekil değiştirme 1,2 ölçümleri elastisite modülü 208.000 MPa, poisson oranı 0,3 kabul edilerek çatallı flanş üzerindeki gerilmeler hesaplanmıştır.

Data toplama çalışmasına ait görüntü Şekil 5.2’de belirtilmiş olup çatallı flanşa ait kritik bölgelerde FEA sonuçları ile data toplama çalışmasına ait elde edilen gerilme değerleri Tablo 5.1’de belirtilmiştir.



Şekil 5.2. Gerilim data toplama çalışmasına ait görüntü

Tablo 5.1. FEA-Statik torsiyon test sonuçları



FEA sonuçları ile yapılan testler arasındaki fark Kasaba ve arkadaşlarının [29] daha önceden yaptığı çalışmalar doğrultusunda testler ile doğruluğu ispatlanmış olan $\pm$ %10 skalası referans alınmış olup bu çalışmadaki fark ortalama %7, %9 arasında olduğu görülmüştür.

6 SONUÇ

Otomotiv ve havacılık gibi birçok üretim alanında; iyileştirme, malzeme tasarrufu, zaman ve maliyet verimliliği için ürünlerin optimizasyonu büyük önem taşımaktadır. Araçların yakıt tüketimi ile emisyon oranlarını azaltmada en etkili çözümlerden biri taşıt ağırlığında azaltılma yapılmasıdır. Bu çalışmada taşıtlarda kullanılan kardan milinin birim parçası olan çatallı flanş için topoloji optimizasyon tekniği kullanılarak mevcut çatallı flanşa göre optimize edilen hafifleştirilmiş çatallı flanş dövme modelinde ve nihai ürün modelinde ortalama %19 oranında hafiflik sağlanmıştır.

Çatallı flanş için gerçekleştirilen bu çalışmada, elbette üretim yöntemi ve çatallı flanş geometrisindeki kısıtlar dikkate alınmıştır. Örneğin, sıcak dövme yönteminde kesit kalınlığının belirli bir sınır değerin altına düşmemesi, kesit değişikliklerinde ürünün lif yönlenmesinin de dikkate alınması gibi üretim kısıtları yanında, çatallı flanşın tork taşıma kapasitesini belirleyen kulak deliği çapı, gerekli mafsallı açısını sağlayan eksen yüksekliği ve uluslararası standartlar ile belirlenmiş bağlantı bölgesi ölçü ve geometrisinde değişiklik yapılması mümkün olmamaktadır. Bu nedenle her ne kadar gerek statik torsiyon gerekse torsiyonel yorulma testlerinde kabul kriterinin üzerinde sonuçlar elde etmemize karşın geometride daha fazla iyileştirme yapılamamaktadır.

Bu doğrultuda; önümüzdeki dönemlerde malzeme ve/veya üretim yöntemini değiştirmek üzerine yeni çalışmalar gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Seherr-Thoss, H.Chr., Schmelz, F., Aucktor, E. Universal Joints and Drive Shafts. Springer, Berlin, 2006, 366.
- [2] SAE Driveshaft Committee. Universal Joint and Driveshaft Design Manual. Advance in Engineering Series, United States of America, 1991, 7, 435 s.
- [3] Karamert S., Demir A., Ticari otobüs gövde yapısında topoloji optimizasyonu çalışması.
Int. J. Adv. Eng. Pure Sci. 34(2), 2022, 229-234.
- [4] Ma'arof M.I.N., Husain H., Topology optimization of an engine mounting bracket. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. 2022, 12(7), 156-161.
- [5] Sudin M.N., Tahir M.M., Topology optimization in automotive brake pedal redesign. International Journal of Engineering and Technology. 2014, 6(1), 398-402.
- [6] Dhore R., Thorat M.L., Experimental analysis and topology optimizastion of lower suspension arm of car. International Research Journal of Engineering and Technology. 2019, 6(3), 7605-7609.
- [7] Kalantre V., Munde K.H., Pawar A., Topology optimization of front leaf spring mounting bracket. International Journal of Scientific Development and Research. 2018, 3(7), 12-19.
- [8] Peddineni V.P.P., Sessaiah T., Babu T.V., Optimal design and analysis of polymer composite automobile propeller shaft. International Journal of Mathematical Education in Science and Technology. 2012, 6(2), 117-128.
- [9] Maheta V.V., Patel A.B., Design analysis and optimization in automobile drive shaft. International Journal for Innovative Research in Science & Technology. 2010, 1(12), 432-439.
- [10] More S.D., Swami M.C., Design and optimzation of composite propeller shaft. Journal of Mechanical and Civil Engineering. 2018, 15(2), 83-89.
- [11] Rompicharla R.P.K., Rambabu K., Design and optimization of drive shaft with composite materials. International Journal of Modern Engineering Research. 2012, 2(5), 3422-3428
- [12] Ivanovic L., Josifovic D., Ilic A., Stojanovic B., Zivkovic K., Optimizastion of cardan joint design from load capacity aspect. International Congress Motor Vehicles & Motors. 2014, 396-404
- [13] ENERGY EDUCATION (2023) 15.07.2023 tarihinde https://energyeducation.ca/encyclopedia/Drive_shaft adresinden erişilmiştir.

- [14] Şen, O. Kardan Mili Ömür Tayini İçin Matematiksel Model Geliştirilmesi ve Deneysel Olarak Doğrulanması. Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Manisa, 2022 118s. (Doktora Tezi)
- [15] International Standard ISO 7647. Commercial Vehicle and Buses – Gearbox Flanges – Type S. International Organization for Standardization. 1986.
- [16] International Standard ISO 7646. Commercial Vehicle and Buses – Gearbox Flanges – Type A. International Organization for Standardization. 1986.
- [17] International Standard ISO 12667. Commercial Vehicle and Buses – Cross Tooth Propeller Shaft Flanges, Type T. International Organization for Standardization. 1993.
- [18] Chapra S.C., Canale R.P., Numerical Methods for Engineers, McGraw-Hill, New York, ABD, 2010, 347 s.
- [19] Arora J.S., Introduction to Optimum Design 3th Ed, Elsevier, London, USA, 2012 880s.
- [20] Yang X.S., Engineering Optimization An Introduction with Metaheuristic Applications John Wiley & Sons, Hoboken New Jersey, USA, 2010, 347
- [21] Özbakış, M. Debriyaj Sistemlerinde Kullanılan Diyafram Yayların Karakteristiğinin İncelenmesi ve Optimizasyonu. Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2008 69 s. (Yüksek Lisans Tezi)
- [22] Bendose, M.P., Sigmund, O. Topology Optimization, Theory, Methods, and Applications 2th Ed, Springer, Berlin, 2004, 370s.
- [23] Hatipoğlu M. Topology Optimization Method and Automotive Bracket Optimization. Istanbul Technical University, Department of Mechanical Engineering, Mechanical Design Engineering Program, Istanbul, 2015, 51s. (Master Thesis)
- [24] Bendsoe, M.P., Kikuchi, N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. Computer Methods In Applied Mechanics and Engineering 71. 1988, 197-224
- [25] Yang, R.J., Chuang, C.H., Optimal topology design using linear programming. Computer & Structures 52. 1994, 265-275.
- [26] Heibing B., Ersoy M. Chassis Handbook Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, Vieweg+Teubner Verlag, Berlin, 2011 465s.
- [27] Özbakış, M., Yeni, E.C., Kahyalar, M.C. Investigation of the similarity between physical tests and fatigue simulation of flange yoke made of C45 E material used in cardan shafts. Materialwiss. Werkstofftech. 2022, 53, 1-12.

[28] Kahyalar M.C., Şen O., Kardan mili istavroz gövdesinde dayanıklılığın arttırılması ve yapısal analiz ile doğrulanması. Manisa Celal Bayar Üniversitesi III. Ulusal Üniversite Sanayi İşbirliği, Ar-Ge ve İnovasyon Kongresi, 29 Aralık 2020, 154-160.

[29] Kasaba M., Tarakçı S., Işık E., Akkaş O. A correlation study of an fea method developed for heavy duty driveshaft applications. The Eurasia Proceedings of Science, Technology, Engineering & Mathematics. 2019, 7, 315-320.

