

**DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU**  
**ÇATALLI FLANŞ UYGULAMASI**

**Efe IŞIK**

**Haziran, 2009**

**İZMİR**

# **TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU ÇATALLI FLANŞ UYGULAMASI**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Yüksek Lisans Tezi  
Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon - İmalat Anabilim Dalı**

**Efe IŞIK**

**Haziran, 2009  
İZMİR**

## YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

EFE IŞIK, tarafından YARD. DOÇ. DR. ÇİÇEK ÖZES yönetiminde hazırlanan “TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU: ÇATALLI FLANŞ UYGULAMASI” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Yard. Doç. Dr. Çiçek ÖZES

Danışman

Yard. Doç. Dr. Melih BELEVİ

Jüri Üyesi

Doç. Dr. Gökdeniz NEŞER

Jüri Üyesi

Prof.Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın tamamlanması sırasında vermiş olduğu destek, proje sürecindeki rehberliği ve göstermiş olduğu sonsuz anlayış için Sayın Yard. Doç. Dr. Çiçek ÖZES'e teşekkürlerimi sunarım.

Projenin Tirsan Kardan A.Ş. ayağında, değerli fikir ve görüşleri ile her aşamada rehberlik eden Sn. Korkut TAŞAN'a, bilgisayar destekli modellerin hazırlanmasında yardımlarını esirgemeyen Sn. Hüseyin ÖZGÜRLER'e ve Sn. Ömer DEVECİ'ye, fiziksel testlerin gerçekleştirilmesinde yardımlarıyla projenin hızlandırılmasını sağlayan Sn. Ercan GÜNERİ ve ekibine, Sn. Adnan KORUK'a ve tabî ki projenin tüm finansal desteğini ve projenin gerçekleştirilmesi için ihtiyaç duyulan yazılım ve test ekipmanlarını sağlayan, kullanımına izin veren TİRSAN KARDAN A.Ş.'ye teşekkürü borç bilirim.

Hayatım boyunca bana destek olan, fikir veren ve cesaretlendiren anneme, ablama, dedeme ve anneanneme bana kazandırdıkları değerler için sonsuz teşekkür ederim.

Varlığı ile hayatıma anlam katan, desteği ile her adımda bana cesaret veren ve benden sevgisini esirgemeyen değerli eşime teşekkürlerimi sunarım.

Efe IŞIK

# TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU ÇATALLI FLANŞ UYGULAMASI

## ÖZ

Bu projenin ana amacı, ağır ticari araç segmentinde kullanılan kardan millerinde, vites kutusu ve diferansiyel flanşları ile bağlantıyı sağlayan çatallı flanş parçasının topolojik optimizasyonu gerçekleştirilmesidir.

Çalışmada ilk etapta mevcut parçanın mekanik özellikleri belirlenmiş ve ardından sonlu elemanlar ile analiz yöntemi kullanılarak statik analizi yapılmıştır. Bir sonraki aşamada piyasada bulunan benzer bir çatallı flanş parçası bilgisayar destekli tasarım yöntemleri kullanılarak modellenmiş ve sonlu elemanlar ile analiz yöntemleri kullanılarak statik analizi yapılmıştır. Ardından her iki modelin analizlerinden elde edilen veriler ışığında topoloji optimizasyonu sürecinde kullanılacak analiz modeli oluşturulmuş, tasarım değişkenleri, amaç fonksiyonu, optimizasyon kısıtları ve sınır koşulları belirlenmiştir. Optimizasyon için ihtiyaç duyulan tanımlamalar yapıldıktan sonra Altair Optistruct kodları kullanılarak çatallı flanşın topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Optimizasyon faaliyeti sonucu ortaya çıkan topolojiden hareket ile çatallı flanş parçasına ait yeni geometri modellenmiş ve yürütülen sonlu elemanlar ile analiz çalışmaları ile statik analizleri yapılmış ve sonuçlar önceden tamamlanan analizler ile kıyaslanmıştır.

Bilgisayar destekli analiz yazılımları ile doğrulanan yeni çatallı flanş geometrisinin üretimine karar verilmiş ve üretim sonrasında fiziksel doğrulama testleri yapılmıştır. Yapılan testler sonucunda çatallı flanşın tasarımı dondurulmuş ve seri imalata geçilmiştir.

**Anahtar sözcükler:** Topoloji optimizasyonu, kardan mili, çatallı flanş, bilgisayar destekli tasarım ve bilgisayar destekli analiz.

# TOPOLOGY OPTIMIZATION FLANGE YOKE APPLICATION

## ABSTRACT

The primary purpose of this project is to implement structural topology optimization methods on driveshaft part called flange yoke, which maintains the connection of a driveshaft between gearbox output and differential input flanges.

The first step in this study is to determine the mechanical properties of existing flange yoke part by performing a couple of tensile tests. After identifying the mechanical properties, static analysis is carried out on the existing flange yoke 3D model by using FEA methods in order to determine the stress distribution and total displacement. In the mean time, a similar part which is manufactured by a competitor is also modelled and analysed by FEA methods in order to compare the design with the previous one. The next step is to create a concept model which will be used in topology optimization sequence. After creating the concept model, design variables, objective function, optimization constraints are identified and topology optimization is performed by using Altair Optistruct codes on flange yoke concept model.

After completing topology optimization activities, a new geometry is derived from the optimized topology and FEA methods are used to perform static analysis in order to compare the stress distribution and total displacement of the new geometry with the existing ones.

Finally, rig tests which are simulating real operating conditions are used to validate the new geometry of flange yoke which is derived from topology optimization geometry. As a result the new design of flange yoke is finalized and shifted to serial production.

**Keywords:** Topology optimization, driveshaft, flange yoke, computer aided design and computer aided analysis.

## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU .....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ .....	iv
ABSTRACT.....	v

### **BÖLÜM BİR – GİRİŞ .....1**

1.1 Ürün Tasarım Süreci .....	1
1.2 Optimum Tasarımın Formüle Edilmesi.....	6
1.2.1 Problemin tanımlanması .....	6
1.2.2 Problem ile ilgili veri toplaması .....	6
1.2.3 Tasarım değişkenlerinin belirlenmesi ve tanımlanması .....	7
1.2.4 Amaç fonksiyonunu belirlenmesi .....	8
1.2.5 Kısıtların belirlenmesi .....	10
1.3 Optimizasyon İşleminin Matematiksel İfadesi .....	11
1.4 Yapısal Optimizasyon.....	12

### **BÖLÜM İKİ - TOPOLOJİ OPTİMİZASYON.....15**

2.1 Topoloji Optimizasyonu.....	15
2.2 Topoloji Optimizasyonunun Formülasyonu.....	23

### **BÖLÜM ÜÇ - ALTAIR HYPERWORKS İLE TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU .....28**

3.1 Giriş .....	28
3.2 Topoloji Optimizasyonu Probleminin Tanımı .....	30

3.2.1 Tasarım Değişkenlerinin Yapısı .....	31
3.2.2 Tasarım Değişkenlerine Atanabilen Üretim Kısıtları .....	34
<b>BÖLÜM DÖRT - KARDAN MİLLERİ .....</b>	<b>37</b>
4.1 Giriş .....	38
4.2 Kardan Mili Yerleşimi.....	40
4.3 Kardan Mili Konstrüksiyonu .....	40
4.4 Kardan Milinin Temel Görevleri.....	40
4.4.1 Döndürme Momenti İletimi.....	40
4.4.2. Devir İletimi.....	41
4.4.3 Açısal Değişkenlik.....	41
4.4.4 Boy Değişkenlikleri .....	41
4.5 Kardan Mili Uygulama Detayları .....	41
4.5.1 Dayanıklılık .....	42
4.5.2 Döndürme Momenti Kapasitesi.....	42
4.5.3 Kardan Mili Devri.....	43
4.5.4 Mafsal Açısı.....	44
4.5.5 Boy Değişkenliği .....	45
4.5.6 Bağlantı Detayları .....	46
4.6 Kardan Mili Doğrulama Testleri .....	49
4.6.1 Statik Torsiyon Testi .....	49
4.6.2 Torsiyonel Yorulma Testi.....	50
4.6.3 “4 Square” Dayanıklılık Testi.....	51
4.6.4 Çamur Banyosu ve Sıcak-Soğuk Kabin Testleri .....	52
<b>BÖLÜM BEŞ - ÇATALLI FLANŞIN TOPOLOJİ</b>	
<b>OPTİMİZASYONU .....</b>	<b>54</b>
5.1 Giriş .....	54
5.2 Mevcut Parçaya Ait Mekanik Özelliklerin Belirlenmesi .....	55
5.3 Mevcut Tasarımın Sonlu Elemanlar ile Analizi .....	58



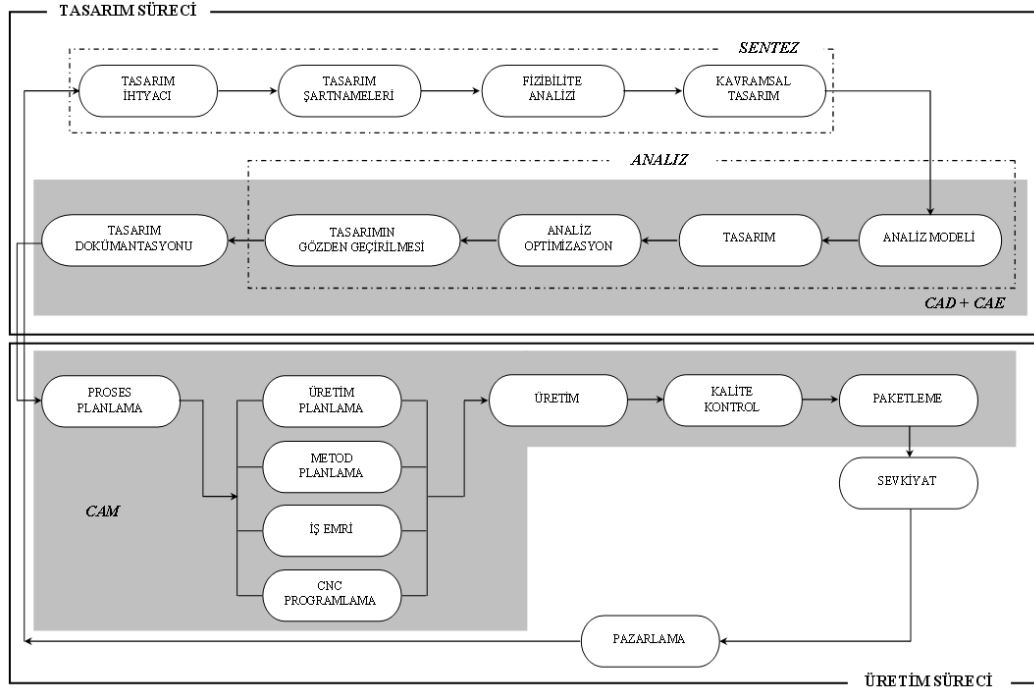
5.4 Kıyaslama Çalışmaları .....	65
5.5 Topoloji Optimizasyonu.....	71
5.6 Yeni Geometrinin Tasarlanması ve Sonlu elemanlarla Analizi .....	80
<b>BÖLÜM ALTI - DENEYSEL TASARIM DOĞRULAMA</b>	
<b>ÇALIŞMALARI.....</b>	<b>87</b>
6.1 Giriş .....	87
6.2 Statik Torsiyon Testi .....	87
6.3 Torsiyonel Yorulma Testi .....	89
<b>BÖLÜM YEDİ – SONUÇ.....</b>	<b>91</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>92</b>

# BÖLÜM BİR

## GİRİŞ

### 1.1 Ürün Tasarım Süreci

Günümüzde firmalar, daha kaliteli ürünleri daha düşük maliyet ile kısa zamanda pazara süremedikçe rekabetçi üstünlük sağlayamazlar. Özellikle varlıkları ve gelecekleri yeni ürün tasarımına bağlı olan firmaların tümü, küresel rekabeti körükleyen tasarım unsurlarını yakından takip etmektedir. Birbirinden bağımsız, aynı zamanda farklı tasarım ve üretim unsurlarını bir araya toplamak için kullanımı kolay, yüksek hafıza kapasiteleri bulunan ve işlem süreleri kısa olan bilgisayarlar, çok fazla hesaplama ve analiz gerektiren karmaşık ürünlerin pazara sunum süresini kısalttığı ve ürün-proses geliştirme maliyetlerini azalttığı için ön plana çıkmıştır. Bu nedenle bilgisayar destekli tasarım (CAD), üretim (CAM) ve mühendislik (CAE) öğretileri, ürünün yaşam döngüsü boyunca etkin bir şekilde kullanılmaktadır (Lee, 1999).



Şekil 1.1 Ürün yaşam döngüsü (Lee, 1999, s.2)

Ürün yaşam döngüsü, Şekil 1.1’de de belirtildiği gibi ürün tasarım ve üretim süreci olmak üzere iki ana süreçten oluşmaktadır. Basitçe tasarım süreci müşteri beklentileri ile başlayıp pazarlama ve satış bölümünün ürünü tam olarak tanımlamasıyla devam eder, ürünün resimlendirilmesi ve özelliklerinin belirlenmesi ile son bulur. Üretim süreci ise tasarım spesifikasyonları ve teknik resim ile başlayıp ürünün nihai ürün olarak sevkiyatı ile sona erer. (Lee, 1999).

Tasarım süreci içindeki aktiviteler, sentezleme ve analiz etme olarak iki ana sınıfa ayrılır. Tasarım ihtiyacının ortaya çıkması, tasarım spesifikasyonlarının belirlenmesi, fizibilite çalışmalarının yapılması ve kavramsal tasarımın ortaya çıkarılmasına kadar gerçekleştirilen aktivitelerin tümü sentezleme olarak adlandırılabilir. Sentezleme işleminin sonucunda, kavramsal tasarımın detaylarını içeren ve tasarımın alt unsurlar ve diğer ürünler ile ilişkilerini gösteren teknik resim ortaya çıkar. Kavramsal tasarımın sanal olarak ortaya çıkarılmasında parametrik modelleme yetenekleri ve programlanabilme özellikleri ile bilgisayarlar aktif biçimde kullanılmaktadır. Özellikle bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımları yardımıyla kavramsal tasarımın üç boyutlu birçok alternatifi yaratılarak ortaya çıkan sonuçlar değerlendirilebilmektedir (Lee, 1999).

Kavramsal tasarım ortaya çıkarıldıktan sonra tasarımın analizi ve tasarımın optimizasyonu aşamalarına geçilir. Analiz süresini minimize etmek için kavramsal model sadeleştirilir. Dayanıklılık analizlerinin yanı sıra kinematik analiz, ürün kalitesini etkileyen faktörlerin analizi, monte edilebilirlik ve üretilebilirlik analizleri de bu aşamada yürütülmektedir. Analiz ve optimizasyon için bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yazılımları kullanılabilmektedir. Bu aşamada sadeleştirilmiş model, sonlu sayıda elemanlara bölünerek yapısal analize (sonlu elemanlar ile analiz) tabi tutulmaktadır. Bunun yanında kavramsal aşamada optimum tasarımın ortaya çıkarılması için optimizasyon işlemi de yapılabilmektedir. Bu aşamada çok çeşitli algoritmalara sahip farklı yazılımlar kullanılarak nihai tasarıma temel oluşturabilecek kavramsal tasarım ortaya çıkarılır (Lee, 1999).

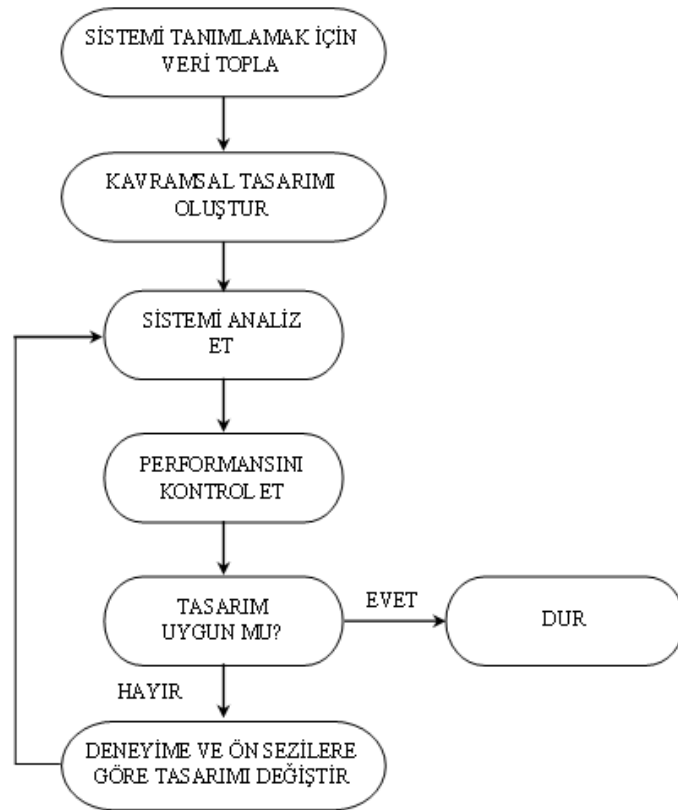
Tasarım tamamlandıktan sonra *tasarım gözden geçirme* evresi başlar. Bu evrede ürünün gerçekleştirilmesinden sorumlu tüm birimler ile ortaya çıkarılan nihai tasarım değerlendirilir. Kimi zaman tasarımın daha iyi anlaşılabilmesi için prototipler üretilir. Üretim ve montaj için uygunluk gözden geçirilirken olası hata ya da kaza riskleri yapılan analizler (FMEA, vs.) ile masaya yatırılır. Gözden geçirme evresinde müşteri ihtiyaçlarının tam anlamıyla karşılanıp karşılanmadığının tespiti için gözden geçirme toplantılarına Satış-Pazarlama Bölümleri'nin yanı sıra eğer ulaşılabiliyorsa müşteri de davet edilir (Lee, 1999).

Yapılan tüm değerlendirmelerin pozitif olması durumunda ortaya çıkan ürünün teknik resmi ile beraber şartnameleri, ürün ağaçları hazırlanır ve üretim için imalat bölümlerine verilir (Lee, 1999).

Optimizasyon yukarıda anlatıldığı gibi tasarım sürecinin bir adımudur. Bu nedenle optimizasyon ile ilişkili teknolojilerin tümü Bilgisayar Destekli Tasarım sistematığının bir parçası olarak görülmektedir. Aslında tasarım sürecinin bütünü, süreç boyunca farklı tasarım alternatifleri yaratılarak içlerinden sadece bir tanesi seçildiği için, optimizasyon işlemi olarak nitelendirilebilir. Ancak yine de optimizasyon işlemi yardımıyla çoğunlukla spesifik bir parçanın alternatif tasarımı üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Bu durum optimizasyon sürecini, tasarım sürecinin bütünü olmaktan çıkarmaktadır (Lee, 1999).

Mühendisler için sistem bütünlüğünü bozmadan verimli ve düşük maliyetli sistemler tasarlamak zorlu bir süreçtir. Geleneksel tasarım süreci (Şekil 1.2) deneyime, önzezilere ve yeteneğe dayanmaktadır. Özellikle karmaşık sistemlerin tasarımındaki insan faktörü, çoğu zaman hatalı sonuçlara yol açabilmektedir (Arora, 2004).

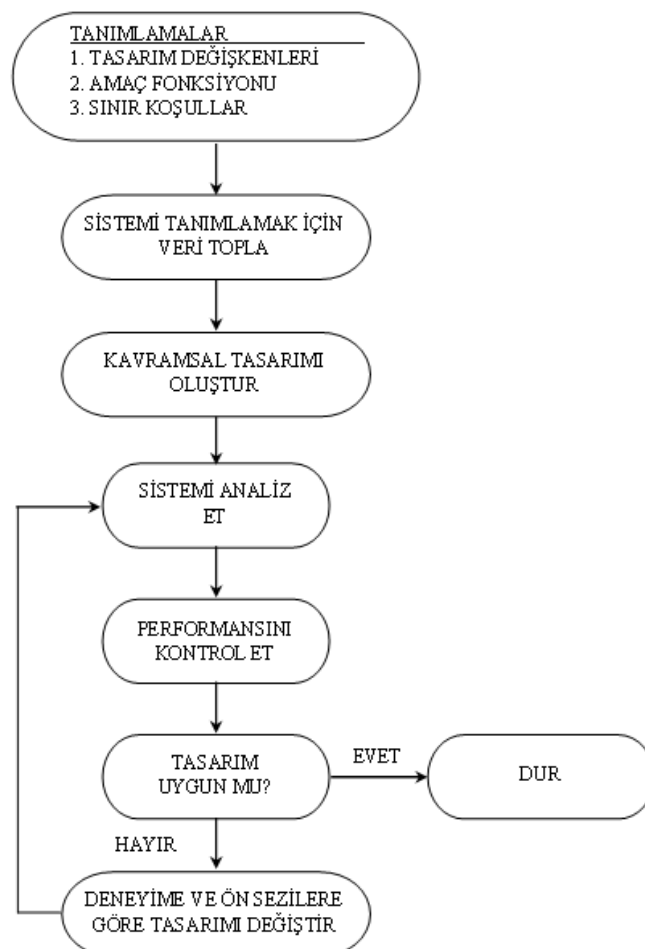
Sınırlı kaynaklar ve yüksek verimlilik ihtiyacı nedeniyle mühendisler günümüzde ekonomik ve iyileştirilmiş tasarımların arayışı içindedir. Bilgisayar Destekli Tasarım Optimizasyonu Sistemleri bu noktada mühendislere yardımcı olmaktadır.



Şekil 1.2 Geleneksel tasarım süreci (Arora, 2004, s.5)

Sistemlerin geliştirilmesi ve tasarlanması için hem geleneksel hem de optimum tasarım yöntemleri kullanılmaktadır. Geleneksel tasarım sürecinde, tasarımcının deneyimi ve bilgi birikimi, sistem genelinde kavramsal değişikliklerin yapılmasına ve ilave şartnamelerin oluşturulmasına yardımcı olabilir. Ancak detay tasarımda, karmaşık sınır şartlarının ve girdilerin değerlendirilmesi aşamasında, geleneksel tasarım yöntemleri ile çalışan mühendisler bazı zorluklar ile karşılaşabilmektedir. Diğer yandan geleneksel tasarım süreci sonucunda ekonomik olmayan tasarımlara da ulaşılabilmektedir (Arora, 2004).

Optimum tasarım süreci (Şekil 1.3) ise tasarımcıyı belirgin bir şekilde tasarım değişkeni, optimize edilecek bir amaç fonksiyonu ve sisteme ait sınır koşullarını belirlemeye yönlendirmektedir. Tasarım probleminin detaylı bir şekilde tanımlanması, problemin daha iyi anlaşılmasını sağlamaktadır (Arora, 2004).



Şekil 1.3 Optimum tasarım süreci (Arora, 2004, s.6)

Her iki tasarım yaklaşımının ayırımından da görüleceği üzere geleneksel tasarım süreci, optimum tasarım sürecine göre daha az sistematiktir. Sistem performansını ölçen amaç fonksiyonu, geleneksel tasarım sürecinde belirlenmemiştir. Alınan kararların çoğu tasarımcının önsezilerine ve deneyimine bağlıdır. Diğer yandan optimum tasarım sürecinde ise tasarımcının deneyiminden ve önsezilerinden tasarım probleminin formülize edilmesinde ve kritik sınır koşullarının belirlenmesinde faydalanılır. Bu nedenle optimum tasarım süreci en iyi yaklaşım olarak karşımıza çıkmaktadır (Arora, 2004).

## 1.2 Optimum Tasarımın Formüle Edilmesi

Bir tasarım problemine ait optimum çözüm, tasarım problemi için türetilen formül kadar sağlıklı olmalıdır. Eğer bir tasarım formülüne kritik sınır koşullarını ilave etmeyi unutulursa, ortaya çıkacak optimum çözüm büyük olasılıkla hatalı olacaktır. Bunun yanında eğer çok fazla sınır koşulu formüle ilave edilirse ya da sınır koşullarında tutarsızlık var ise problem için sonuç üretmek mümkün olmayabilir. Ancak yine de iyi formüle edilmiş ya da matematiksel olarak iyi tanımlanmış bir tasarım problemi, uygun yazılım ile beraber çözüldüğünde iyi sonuçlar verebilmektedir. Birçok optimum tasarım problemi için aşağıdaki 5 adımlı formülasyon prosedürünü kullanılabilir (Arora, 2004):

1. Adım: Problemin tanımlanması
2. Adım: Problem ile ilgili veri toplanması
3. Adım: Tasarım değişkenlerinin belirlenmesi ve tanımlanması
4. Adım: Amaç fonksiyonunun belirlenmesi
5. Adım: Sınır koşulların belirlenmesi

### 1.2.1 Problemin Tanımlanması

Formülasyon işlemine genellikle projenin sahibi tarafından yapılan açıklayıcı bir tanımlama ile başlanır. Tanımlama, tasarımın amacını ve ulaşılması gereken performans hedeflerini vurgular (Arora, 2004).

### 1.2.2 Problem ile İlgili Veri Toplanması

Problemin matematiksel olarak ifade edilebilmesi için malzeme özellikleri, performans beklentileri, kaynaklar, hammadde maliyetleri ile ilgili bilgi toplamak gerekmektedir. Bunlara ilaveten birçok tasarım probleminin çözümünde farklı alternatiflerin analizlerinin yapılabilirliği de sorgulanmaktadır. Bu nedenle analiz işlemleri ve ekipmanları bu aşamada belirlenmeli ve tanımlanmalıdır. Birçok durumda problem tanımlaması belirsiz olduğu için problemin çözümü ve

formülasyonu için bir takım kabuller yapılması gerekmektedir. Bazı tasarım verileri ve ifadeleri ise bir sonraki adımda belirlenecek olan tasarım değişkenleri ile bağlantılı olabilmektedir. Bu sebeple formülasyon sırasında kullanılmak üzere bu verilere ihtiyaç duyulmaktadır (Arora, 2004).

### ***1.2.3 Tasarım Değişkenlerinin Belirlenmesi ve Tanımlanması***

Bu adımda, tasarlanacak sistemi tanımlayan tasarım değişkenleri belirlenir. Genelde bu değişkenler optimizasyon değişkeni olarak adlandırılır ve her türlü değer verilebildiği için “serbest” olarak tanımlanır. Tasarım değişkenlerine verilen farklı değerler, farklı tasarımların ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Tasarım değişkenleri, birbirlerinden bağımsız olmalıdır. Değişkenlerin birbirlerine bağlı olması, her bir değişkene bağımsız değerlerin atanmasına engel olur. Bu durum da problemin serbestlik derecesini etkilemektedir (Arora, 2004).

Bazı tasarım problemleri için bir sistem farklı değişken kümeleri tarafından tanımlanabilir. Problemin matematiksel ifadesi, seçilen değişken kümesine bağlı olarak değişmektedir. Tasarım değişkenlerine nümerik değerler atandığında, sistemin tasarımı ortaya çıkar. Ortaya çıkan sistemin tüm sınır koşullarına ait gerekleri sağlayıp sağlayamadığı ise bir soru işaretidir (Arora, 2004).

Eğer problem için uygun tasarım değişkenleri seçilmez ise, problemin matematiksel tanımı ya yanlış olur ya da problemi matematiksel olarak tanımlamak imkânsızlaşır. Formülasyon aşamasının başlarında bütün tasarım değişkeni opsiyonları detaylı olarak incelenmelidir. Bazı durumlarda ise tasarımın sahip olduğu serbestlik derecesinden daha fazla tasarım değişkeninin belirlenmesi, problemin formülasyonuna esneklik kazandırmaktadır (Arora, 2004).

Eğer tasarım problemi için değişken tanımlaması yapılmakta zorlanılıyorsa, tüm değişkenler listelenmeli ve her biri ayrı ayrı değerlendirilerek, arasından probleme en uygun olan değişken ya da değişkenler seçilmelidir.



Değişken belirlendikten sonra farklı nümerik değerler verilerek tasarım denemeleri yapılabilmektedir (Arora, 2004).

Tasarım değişkenleri bir optimizasyon probleminin tüm bilinmeyenleri olarak tanımlanabilmektedir. Tasarım değişkenleri belirlenirken aşağıdaki hususlar göz önünde bulundurulmalıdır (Arora, 2004):

- Tasarım değişkenleri birbirinden bağımsız olmalıdır. Eğer değişkenler birbirinden bağımsız değil ise aralarında eşitlik kısıtı olmalıdır.
- Tasarım probleminin doğru tanımlanması için minimum sayıda değişken kullanılmalıdır.
- Tasarım probleminin matematiksel bir ifadeye dönüştürülmesi aşamasında formülasyonu doğru biçimde tanımlamak amacıyla birçok bağımsız değişken kullanılmasında fayda vardır. Optimizasyon işleminin ileri aşamalarında ise sayıca fazla olan değişkenlere sabit nümerik değerler verilerek tasarım değişkeni sayısı azaltılabilir.
- Her bir tasarım değişkenine, deneme yapılırken nümerik bir değer verilmeli ve ortaya çıkan tasarımın uygunluğu değerlendirilmelidir.

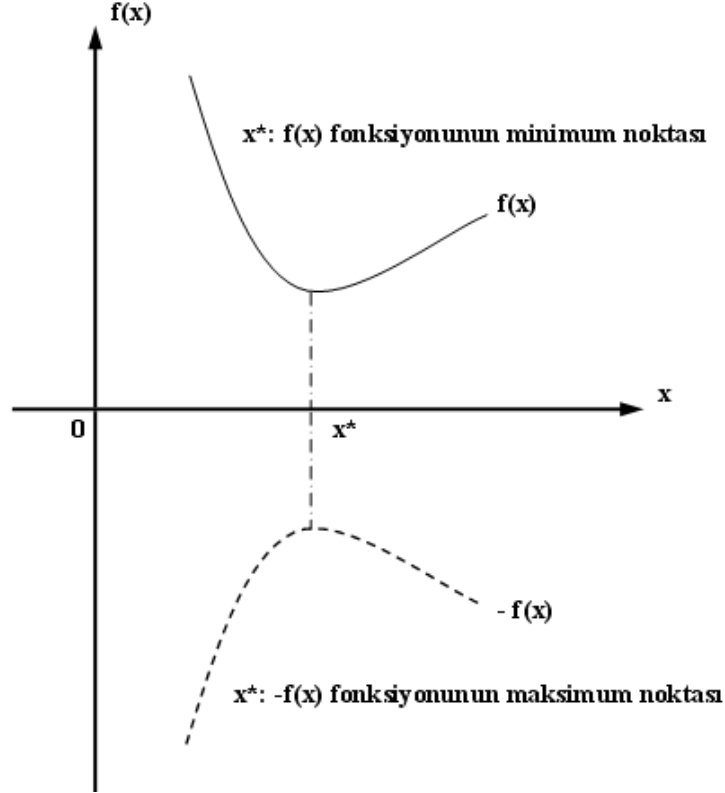
#### ***1.2.4 Amaç Fonksiyonunu Belirlenmesi***

Bir tasarım için birbirinden farklı birçok uygun çözüm bulunabilmektedir. Farklı tasarım çözümlerini karşılaştırmak için belirli bir kriterin tespit edilmesi gerekmektedir. Birçok uygulamada belirlenen kriterler, tasarım değişkenlerini içeren skaler bir fonksiyon olarak tanımlanmaktadır (Arora, 2004).

Bu tip bir kriter, problemin türüne göre maksimize ya da minimize edilmesi gereken amaç fonksiyonu olarak adlandırılmaktadır (Şekil 1.4) . Geçerli ve doğru bir

amaç fonksiyonu, direkt ya da dolaylı olarak tasarım değişkenlerinden etkilenmelidir. Aksi halde amaç fonksiyonu işlevini yerine getiremez (Arora, 2004).

Optimize edilmiş bir tasarım, amaç fonksiyonu için belirlenmiş en iyi nümerik değerler grubu olarak karşımıza çıkmaktadır.



Şekil 1.4 Amaç fonksiyonunun minimum ve maksimum noktası  
(Rao, 1984)

Tasarım süreci içinde uygun amaç fonksiyonunun seçimi önemli bir yere sahiptir. Maliyet, karlılık, ağırlık, enerji tüketimi gibi performans göstergeleri amaç fonksiyonu olarak belirlenebilmektedir. Bazı durumlarda tasarımın optimizasyonu için sadece bir tek amaç fonksiyonu belirlenirken, bazı durumlarda da tasarım probleminin çözümü için birden fazla amaç fonksiyonu belirlenebilmektedir. Bu tip problemler, çok amaçlı tasarım problemi olarak adlandırılmaktadır (Arora, 2004).

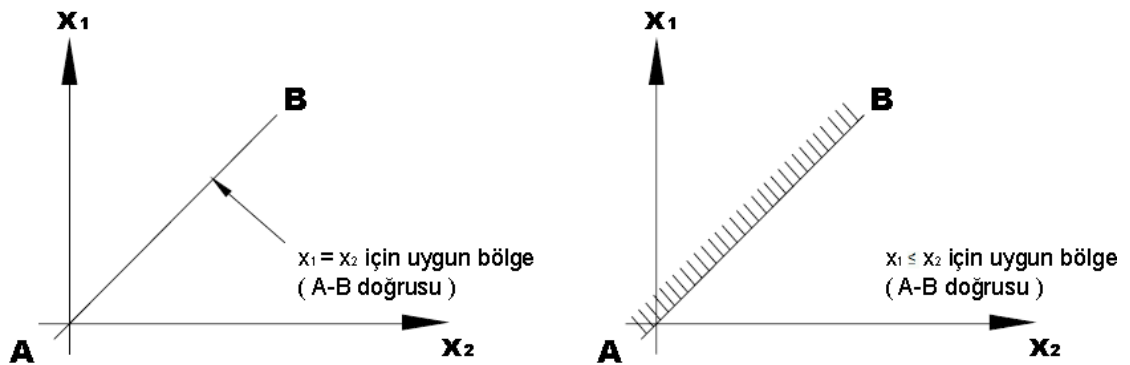
Bazı tasarım problemleri için amaç fonksiyonunun ve tasarım değişkenlerinin ne olması gerektiği açıkça belirlenmemektedir. Bu durumda önsezi ve deneyim doğru

değişkenlerin tanımlanmasına ve amaç fonksiyonunun oluşturulmasına yardımcı olur. Kapsamlı ve karmaşık durumlarda ise tasarım problemleri, yönetilebilir alt problemlere bölünerek optimizasyon işlemi yürütülmesinde fayda bulunmaktadır (Arora, 2004).

### 1.2.5 Kısıtların Belirlenmesi

Tasarım ile ilişkili sınırlamaların tümü kısıt olarak adlandırılır. Formülasyonun oluşturulmasındaki son adım, tasarıma ait kısıtların belirlenmesi ve tanımlanmasıdır. Gerçek hayatta birçok sistem, belirli bir kaynak kullanılarak ve belirli bir performans beklentisi içinde üretilmektedir. Sadece her bir tasarım denemesinde, kısıtların nümerik değerlerinde değişiklik söz konusu olduğu için tasarıma ait kısıtlar, tasarım değişkenlerine bağlı ve en az bir adet tasarım değişkeninin fonksiyonu olmalıdır (Arora, 2004).

Tasarım problemleri eşitlik ve eşitsizlik içeren sınır koşullarına sahip olabilmektedir. Uygulanabilir bir tasarım, eşitlik içeren tüm sınır koşullarını sağlamalıdır. Eşitsizlik içeren sınır koşulları ise “tek taraflı sınır koşulları” olarak da adlandırılmaktadır. Tek taraflı sınır koşulları, eşitlik içeren sınır koşullarına göre daha fazla uygulanabilir tasarım alternatifi (feasible region – uygun bölge) içermektedir (Arora, 2004).



Şekil 1.5 Eşitlik ve eşitsizlik içeren sınır koşullarına ait uygun bölge tanımlamaları

(Sipahi, 2004, s.11)

### 1.3 Optimizasyon İşleminin Matematiksel İfadesi

Sınır koşullarına sahip bir optimizasyon işlemi, matematiksel olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir (Rao, 1984):

$f(x)$ : Amaç fonksiyonu

$$X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n \end{Bmatrix} : \text{Tasarım değişkenleri} \quad R^n : \text{Tasarım uzayı}$$

$g_j(x) \leq 0, j = 1, 2, 3, \dots m$ : Eşitsizlik içeren sınır koşulu

$l_j(x) = 0, j = 1, 2, 3, \dots p$ : Eşitlik içeren sınır koşulu

Optimizasyon Problemi,  $f(x)$  fonksiyonunu minimize ya da maksimize eden  $g_j(x)$  ve  $l_j(x)$  sınır koşullarına bağlı "X" tasarım değişkenlerini bulunması olarak tanımlanabilir. Matematiksel olarak ise;

$$X^* \in R^n \text{ için } f(X^*) = \min f(X) \text{ ya da } f(X^*) = \max f(X)$$

X vektörü burada "n" boyutlu tasarım değişkenleri vektörü,  $f(x)$  amaç fonksiyonu  $g_j(x)$  ve  $l_j(x)$  sırasıyla eşitsizlik ve eşitlik kısıtları olarak adlandırılmaktadır. Tasarım değişkenlerinin toplam sayısı "n" ve sınır koşullarının toplam sayısı "m" ve "p" dir ve birbirlerinden bağımsızdırlar (Rao, 1984).

## 1.4 Yapısal Optimizasyon

Mukavemet, direngenlik ve maliyet gibi çeşitli performans göstergelerini karşılayan tasarım konfigürasyonları yaratmak için çok sayıda yapısal tasarım alternatifine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle kavramsal tasarım aşamasında, belirlenen sınır koşullara göre en düşük kütleli ancak maksimum performansa sahip tasarımların yaratılması önem taşımaktadır. Yapısal optimizasyon teknikleri, bu aşamada faydalı tasarım araçları olarak karşımıza çıkmaktadır (Lee, S., Lee, D., Lee, J., Han, C., Hedrick, K., 2007).

Yapısal optimizasyon süreci direngenlik, üretilebilirlik, ağırlık veya maliyet gibi amaç fonksiyonlarının; mesnet noktaları, boyut, maksimum izin verilebilen gerilme, maksimum kabul edilebilir ağırlık gibi yapısal ve diğer sınır koşullarını sağlayacak şekilde amaç fonksiyonunun optimize edilmesini içermektedir. Bu süreç içinde optimizasyon işlemini gerçekleştirmek ve tasarımın şeklini ifade etmek için geometrik modelleme araçlarına (CAD), problemin çözümü için yapısal analiz yazılımlarına (CAE) ve optimum tasarımın aranması için bir algoritmaya ihtiyaç duyulmaktadır.

Yapısal optimizasyon teknikleri, tasarlanan geometriyi tanımlamak için kullanılan tasarım değişkenlerinin tiplerine göre sınıflandırılabilir. Amaç fonksiyonu ve kısıtlar, tasarım değişkenleri cinsinden tanımlanabilen fonksiyonlar olarak ifade edilebilmelidir.

Bu bağlamda tasarım değişkenleri tarafından kontrol edilen yapısal özelliklere bağlı olarak *boyut*, *şekil* ya da *topoloji optimizasyonu* teknikleri tasarım alternatiflerinin sayısının artırılabilmesi için kullanılabilir. Yapısal optimizasyon teknikleri, tasarımın tabi olduğu sınır koşullara ve kısıtlara bağlı olarak tasarımın boyutunu, şeklini ve topolojisini, yapı en iyi halini alıncaya kadar değiştirmektedir (Lee, 1999).

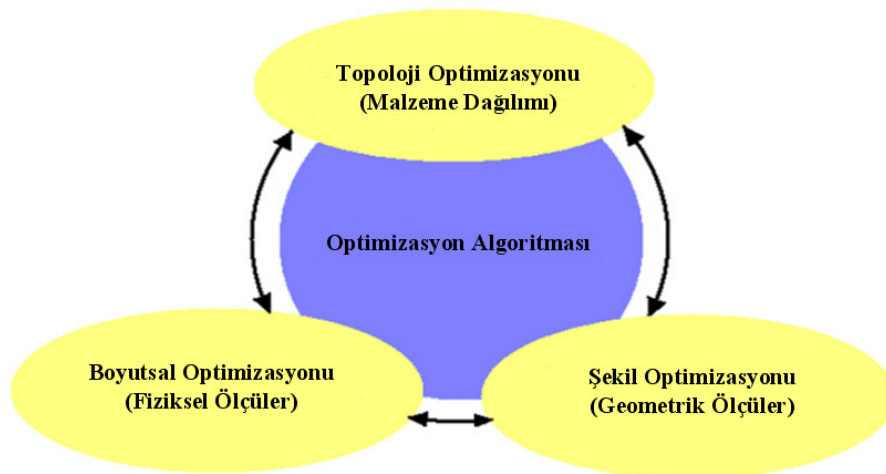
Yukarıda da belirtildiği gibi yapısal optimizasyon yöntemleri 3 ana sınıfa ayrılabilir:

- *Boyut optimizasyonu*, yapısal optimizasyon çeşitleri arasında en basit algoritmaya sahip olan yöntemdir. Bu yöntem ile tasarıma ait şekil ve topolojide değişiklik yapılmaksızın sadece boyutsal ölçülerde değişikliğe gidilmektedir. Bu nedenle optimizasyon algoritması, en iyi yapısal davranışı sergileyen tasarımın boyutlarını ifade eden kalınlık, genişlik, yükseklik, atalet momenti gibi tasarım değişkenlerinin belirlenmesi için çalıştırılmaktadır (Lee, 1999), (Lee, S.,ve diğerleri, 2007).
- *Şekil optimizasyonu* ile yapının topolojisi sabit tutularak, geometrisi en iyi olan optimum yapısal tasarıma ulaşmak amacı hedeflenmiştir. Bu nedenle tasarım değişkenleri, tasarımın şeklini ve geometrisini kontrol eder ve tasarım değişkenlerinin her bir değeri yapının şeklini ve geometrisini belirler. (Lee, 1999), (Lee, S.,ve diğer., 2007).
- *Topoloji optimizasyonu* yönteminde ise tasarımın iyileştirilmesi için belirli bir hacim (tasarım uzayı) içinde bulunan malzemenin dağılımı, yeni sınırlar yaratacak şekilde değiştirilmektedir. Bu yöntemde tasarım değişkenleri, tasarımın topolojisini tanımlamaktadır. Topoloji optimizasyonu yöntemi, tasarım uzayı içinde bulunan malzemenin sayısının, boyutunun, şeklinin, yerleşiminin ve malzeme boşluklarının belirlenmesi için kullanılacak en iyi yöntem olarak vurgulanmaktadır. Diğer bir değiş ile topoloji optimizasyonu önceden belirlenen sınır koşullarına göre amaç fonksiyonunu sağlayan yapısal konfigürasyonun ortaya çıkartılması işlemidir (Howard, 2007).

Boyut ve şekil optimizasyonu yöntemlerinde tasarımın topolojisi önceden belirlenmiştir. Bu yaklaşımlar, kavramsal tasarım ile önceden belirlenmiş yapısal sınırlar içinde tasarımın boyutlarını ve geometrisini değiştirerek optimum yapının bulunması esasına dayanmaktadır. Bu nedenle şekil optimizasyonu yaklaşımı ile

mevcut tasarımın sınırları değiştirilemez ya da yenileri eklenemez. Elde edilen sonuçlar bir tek kavramsal tasarımdan elde edildiği için optimum olmaktan uzaktır. Bu nedenle etkin sonuçlar için optimizasyon işlemine en iyi topolojiye sahip kavramsal tasarım ile başlanması ve devam eden süreçlerde boyut ve şekil optimizasyonu yöntemlerinden faydalanılması büyük önem taşımaktadır (Howard, 2007).

Topoloji optimizasyonu döngüsü içinde, malzeme yoğunlukları ve doğrultuları iki farklı adım içinde tanımlanır. İlk adımda tasarım uzayı içinde malzeme yerleşimi belirlenir. İkinci adımda ise topolojinin yapısal direngenliğini belirleyen bölgesel dağılımı tanımlanır. Bölgesel malzeme dağılımı yapının direngenliğini önemli ölçüde değiştirdiği için her iki adımın kullanılmasıyla tasarıma ait şekil ve malzeme dağılımı geometrik olarak optimize edilmiş olur. En iyi topolojiye sahip kavramsal tasarım elde edildikten sonra boyut ve şekil optimizasyonu yöntemleri ile tasarım detaylandırılır. Boyut optimizasyonu kavramsal tasarımın fiziksel ölçülerini belirlenirken, şekil optimizasyonu tasarım uzayındaki bölgesel profilleri ve kesitleri detaylandırır. Boyut ve şekil optimizasyonu, hem tasarım uzayındaki bölgesel geometrileri hem de fiziksel ölçüleri değiştirdiği için yapının direngenliğini iyileştirir, bu nedenle her iki yöntem kendi aralarında birbirlerini tamamlamaktadır (Lee, S.,ve diğer., 2007).



Şekil 1.6 Birleştirilmiş optimizasyon yöntemleri (Lee, S.,ve diğer., 2007, s.623)

## **BÖLÜM İKİ**

### **TOPOLOJİ OPTİMİZASYON**

#### **2.1 Topoloji Optimizasyonu**

Günümüz pazar ihtiyaçlarını karşılamak ve yüksek kaliteli ürünleri düşük maliyet ile kısa zamanda üretmek için tasarımın ilk aşamalarında üretim kısıtlarını da göz önünde bulunduran yeni ve bütünleştirilmiş tasarım yaklaşımlarına ihtiyaç duyulmaktadır (Yıldız, Öztürk, Kaya, Öztürk, 2003)

Her endüstri dalı için asıl problem, ürün geliştirme sürecinin ilk aşamalarında ürün performansını ve üretim maliyetlerini göz önünde bulundurarak en iyi tasarımlara ulaşmaktır. Ürün geliştirme sürecinin sonucunda ortaya çıkan tasarımın ekonomik olarak üretilebilir olması ve rastgele karmaşık şekiller yerine standart, basit şekillere sahip olması gerekmektedir (Yıldız, Öztürk, Kaya, Öztürk, 2003).

Endüstriyel uygulamaların tümünde malzemenin verimli bir şekilde kullanılması çok büyük önem taşımaktadır. Örneğin uzay ve otomotiv endüstrisinde yapıların ve makine elemanlarının tasarımında boyut ve şekil optimizasyonu yöntemleri kullanılmaktadır. Şekil optimizasyonu aynı zamanda elektromanyetik, elektrokimyasal ve akustik cihazlarında tasarımında da kullanılmaktadır (Bendose, Sigmund, 2003).

Topolojik tasarım ile ilişkili teknolojiler ise ilk ortaya çıkışından bu yana oldukça geliştirilmiş ve bu yöntem ile tasarlanmış yapıların örnekleri günlük hayatımızda sıkça kullanılmaya başlanmıştır (Bendose, Sigmund, 2003).

Bir ürünün topolojisi, ürünün performansını ve üretim maliyetlerini direkt olarak etkilemektedir. Bu nedenle yapısal elemanların optimum topolojilerinin ortaya çıkarılmasını sağlayan başarılı malzeme dağılım yöntemlerinin teşviki ile son on yıl içinde yapısal optimizasyon alanı içinde birçok çalışma yapılmıştır. Optimum topolojide tasarımın şekli malzeme yoğunlu tarafından belirlenirken, tasarımı



geometrisi ise bilgisayar destekli analiz sonucu ortaya çıkan grafikte görülen hücresel gösterim ile tanımlanır. Eğer ilk aşamada yaratılan kavramsal tasarımların topolojileri optimum değil ise, kavramsal tasarım uygun olmayan yapısal tasarıma ve yüksek üretim maliyetlerinin ortaya çıkmasına neden olur. Optimum topolojiye sahip tasarımlar ise tasarım hedeflerine daha hızlı, doğru ve verimli şekilde ulaşılmasını sağlar. Bu nedenle ürün geliştirmenin ilk aşamalarında, yapısal dağılımı doğru olarak belirlemek çok önemlidir (Yıldız, Öztürk, Kaya, Öztürk, 2003).

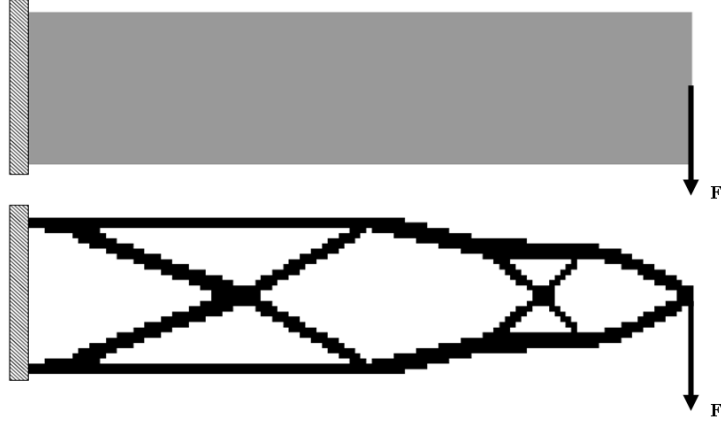
Bütüne bakıldığında topoloji optimizasyonu yöntemi, makroskopik tasarım ile mikro-mekaniği birleştirmektedir (Bendose, Sigmund, 2003).

En genel yaklaşımla, sürekli yapıların optimizasyonu, tasarım uzayında malzeme olsa da olmasa da her bir noktadaki yapı elemanın bulunmasını sağlamalıdır. Kullanılan sonlu elemanlar ile analiz yöntemi ile de yapıya ait her bir eleman ya boşluk (malzemesiz alan) ya da yapısal eleman olarak ifade edilmektedir. Bu durumda tasarımın ilk aşamalarında, yapının topolojisi değişkendir ve genel formülasyon malzeme dağılımının belirlenebilmesine izin vermelidir. Bu şekilde formüle edilen topolojik tasarım problemleri, doğası gereği bölünmüş ya da parçalanmış (discrete) optimizasyon problemleridir (Bendose, Sigmund, 2003).

Sürekli sistemler için izotropik malzeme yoğunluğunun belirli sınırlar içinde değer tahmininin yapıldığı yöntemler ile, optimum tasarımların klasik “siyah-beyaz” tasarımlar şeklinde yönlendirildiği yöntemler beraber kullanılabilir. Her iki yöntemde de malzeme yoğunluğu “0” ile “1” arasında değer alır ve yoğunluğun ara değerleri için de fiziksel tasarım denemeleri yapılabilir (Bendose, Sigmund, 2003).

Şekil 2.1’de topoloji optimizasyonuna ait bir örnek görülmektedir. Optimizasyon problemi, bir kütle kısıtına bağlı olarak direngenliğin maksimizasyonu şeklinde formüle edilmiştir. Optimizasyon probleminde tasarım uzayı ankastre olarak bağlanmış kirişin gri ile gösterilen malzeme bölgesidir ve bu bölgede homojen bir yoğunluk dağılımı söz konusudur. Optimizasyon işlemi ile sınır koşullar sağlanarak

amaç fonksiyonu maksimize edilmeye çalışılacak ve malzeme dağılımı bu kritere göre tekrar şekillendirilecektir.

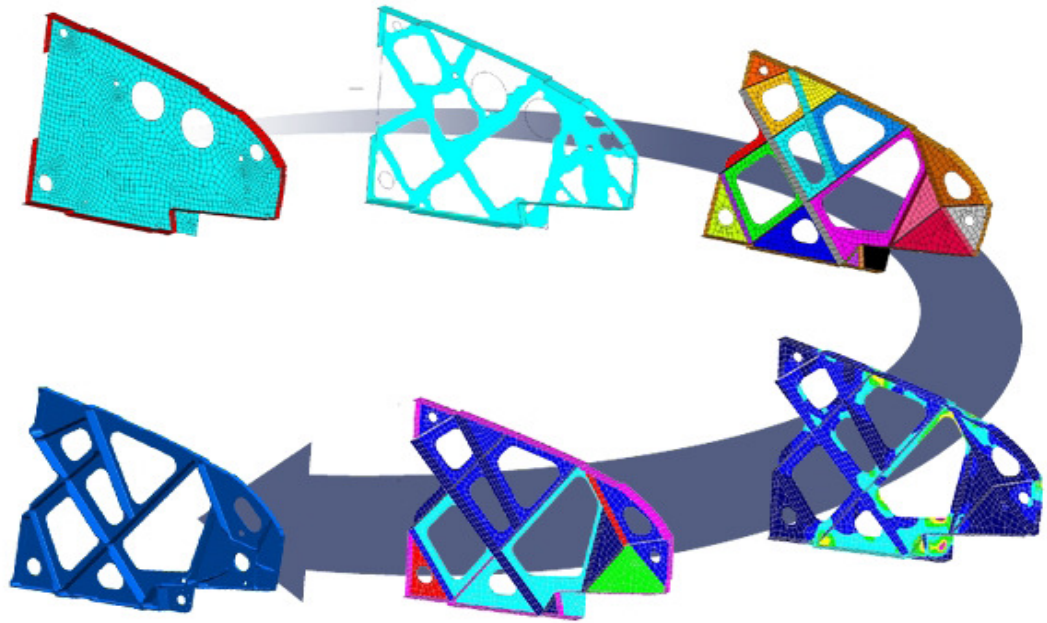


Şekil 2.1 Ankastré kirişin optimizasyonu (Howard, 2007, s.4)

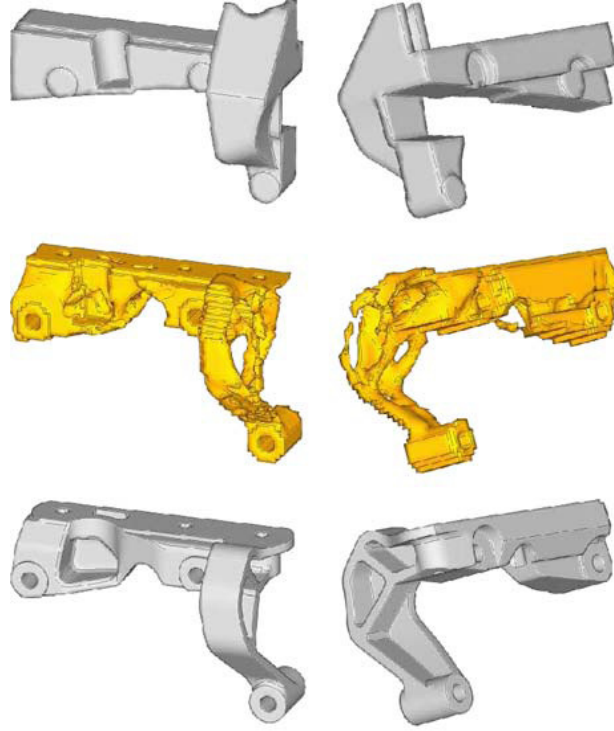
Yukarıda özetlenen topolojik tasarım yaklaşımı yöntemi *temel yapı yaklaşımı* (ground structure approach) olarak da bilinmektedir. Sisteme etki eden tüm yükleri ve sınır koşulları birbirine bağlayan optimum yapı, tasarımın ilk aşamasında seçilen tüm bağlantı elemanlarının alt kümesi olarak ortaya çıkmaktadır. Her bir düğüm noktasının pozisyonu, tasarım değişkeni olarak seçilmediği için iyi bir topolojik tasarım elde etmek amacıyla yüksek sayıda düğüm noktası kullanılmalıdır. Düğüm noktalarının sayısı da tasarım değişkeni olarak kullanılmadığı için bu yaklaşım standart bir boyut belirleme yaklaşımı olarak ortaya çıkar ve özellikle sürekli yapıların topolojik tasarım problemlerinde sonlu elemanlar ile modellenmiş belirli bir tasarım uzayında, malzemenin optimal yoğunluk dağılımının belirlenmesinde kullanılır (Bendose, Sigmund, 2003).

Yapısal optimizasyon yöntemi olarak kullanılmakta olan topoloji optimizasyonu sırasında, optimizasyonu yapılacak olan tasarımın dış boyutlarında herhangi bir değişiklik ön görülmeden, tasarımın direngenliğini arttıracak şekilde belirli bölgelerden malzeme çıkarılır. Topoloji optimizasyonunun temel amacı, kompliansı minimum (rijitliği maksimum) yapan en iyi malzeme dağılımının bulunmasıdır (Bendose, Sigmund, 2003).

Son yıllarda ticari yazılımların da desteği ile topoloji optimizasyonunun kullanımı, havacılık, otomotiv, inşaat gibi sektörlerde oldukça yaygınlaşmıştır. (Şekil 2.2, Şekil 2.3, Şekil 2.4) Hem lineer hem de non-lineer alandaki yapısal problemlerin (serbest ve zorlanmış titreşim problemleri, burkulma problemleri, gerilme kısıtı problemleri, basınç yükü problemleri, malzeme tasarımı problemleri, biyomekanik problemler, vb.) çözümünde topolojik tasarım yaklaşımı sıkça kullanılmaktadır. Önümüzdeki yıllarda uygulama alanı sayısında ise artış beklenmektedir (Bendose, Sigmund, 2003).



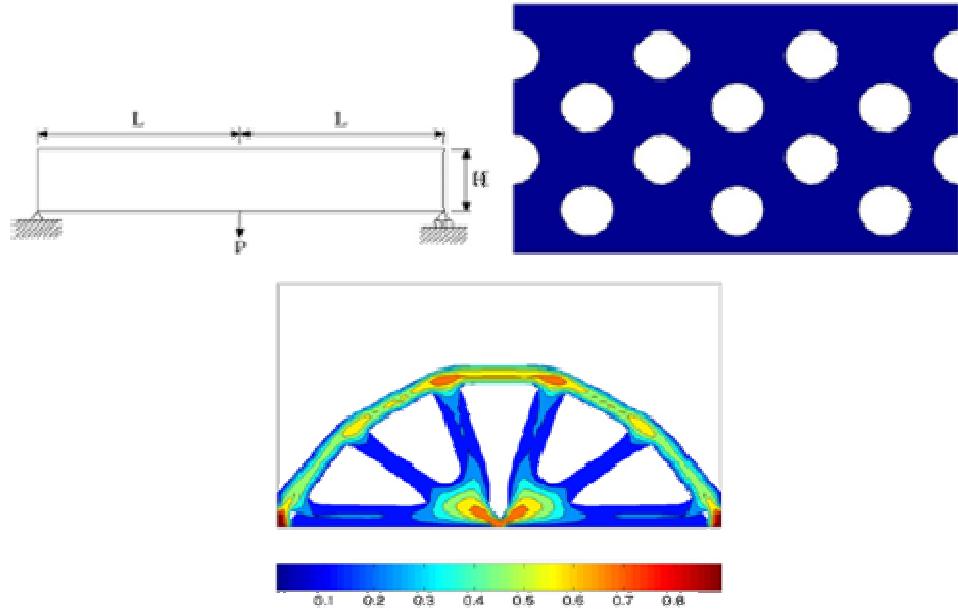
Şekil 2.2 Airbus A 380 kanat destek federlerinin topoloji ve şekil optimizasyonu (Anonim, 2006) (Courtesy of Airbus)



Şekil 2.3 Motor braketinin topoloji optimizasyonu

(Harzeim, Graf, 2005, s. 494)

(En üstte: Tasarım uzayı, Ortada: Topolojik tasarım önerisi, En altta: Final tasarım)



Şekil 2.4 Köprü tipi tapının topoloji tptimizasyonu (Xia, Wang, 2008)

(Renk skalası hacim yoğunluğunun oranını temsil etmektedir.)

Topoloji optimizasyonu, birçok şekil ya da kesit optimizasyonundan daha fazla getirisi olan, yeni ancak çok hızlı bir şekilde gelişen yapısal mekanik branşdır (Rozvany, 2001). Matematik, mekanik, fizik ve bilgisayar bilimlerinin yanı sıra uzay, havacılık, otomotiv gibi imalat endüstrisinde de çok geniş uygulama alanı bulmaktadır (Rozvany, 2009).

Topolojik olarak ilk yapısal tasarım denemeleri kafes sistemleri üzerinde yapılmıştır (Lee, 1999). Bu yapılar aynı zamanda düşük hacimsel oranlı yapılar olarak da adlandırılırlar ve bu tür yapıların optimizasyonu için 20. yüzyılın başında Avustralyalı mucit Michell (1904) tarafından önemli yöntemler ve algoritmalar geliştirilmiştir. Michell, kafeslerin minimum ağırlık dağılımı üzerinde çalışmalar yapmış ve bununla ilgili optimizasyon kriterleri türetmiştir (Rozvany, 2001) (Rozvany, 2009). Bu girişimden yaklaşık 70 yıl sonra Rozvany ve ekibi (Rozvany, 1972 a,b), Michell'in kafes sistemler üzerine yapmış olduğu optimizasyon çalışmalarını genişletmiş ve geliştirmiştir. Bu çalışmalar sonucunda Rozvany ve Prager (1977) en iyi yerleşim teorisini (optimal layout theory) geliştirmişlerdir (Rozvany, 2001) (Rozvany, 2009).

Topoloji optimizasyonu alanında yapılan ilk çalışmalarda yapısal analiz için sonlu elemanlar ile analiz yöntemleri kullanılmıştır. Bu denemeler, optimal yapısal şekillerin sonlu elemanlar ile analiz yöntemi için kullanılan ağ yapının (mesh) yoğunluğuna bağlı olduğu tespit edildiği için başarısızlıkla sonuçlanmıştır.

1980'li yılların sonlarından beri topoloji optimizasyonu ile ilgili nümerik yöntemler yaygın bir şekilde araştırılmaktadır. Bendose ve Kikuchi 1988 yılında yapmış oldukları yayın aracılığı ile sonlu elemanlar ile optimizasyon yaklaşımının temelini atmışlardır. Bendose ve Kikuchi önerdikleri yöntemde katmalı malzeme modeli kullanmışlardır. Yani malzemenin gözenekli bir yapıya sahip olduğunu kabul etmişlerdir. Bu malzemenin optimizasyon sonrası tasarım uzayının farklı doğrultularında farklı malzeme yoğunlukları ya da boşluklar içerdiğini ön görmüşler, boşlukların optimal dağılımına göre optimizasyon problemini çözmüşlerdir (Lee, 1999) (Zheng, 2007).

Diğer bir değişle Bendose ve Kikuchi, “homojenizasyon” yönteminin kullanımını önermişlerdir. Bu yöntem, başka bir kaynakta (Yıldız, Öztürk, Kaya, Öztürk, 2003) önceden belirlenmiş bir tasarım uzayında, hücrenel mikro yapıların homojenizasyonuna dayanan optimal malzeme dağılımının bulunması olarak ifade edilmektedir. Homojenizasyon metodu aynı zamanda, makroskopik yapı elemanlarına ait özelliklerin ve mikro yapı elemanları ile makroskopik yapı elemanlarının arasındaki ilişkinin ortaya çıkartılması için kullanılmıştır (Yıldız, Öztürk, Kaya, Öztürk, 2003) (Zheng, 2007).

Suzuki ve Kikuchi (1991), homojenizasyon yöntemini kullanarak lineer elastic düzlemsel yapıların direngenliği üzerine çalışmalar yapmışlardır. Diaz ve Bendose (1992) ise aynı yöntem ile birden fazla yüklemenin bulunduğu sistemlerde optimizasyon çalışmaları yapmışlardır (Zheng, 2007).

Yang ve Chuang (1994), yapısal topolojinin belirlenmesi için yoğunluk yöntemini kullanmışlardır. Bu yöntem ile amaç yapının direngenliğini ve en düşük öz değerini maksimize etmektir. Bu çalışmada her bir elemanın yoğunluğu tasarım değişkeni olarak seçilmekte ve eleman yoğunluklarının elastisite modülü ile ilişkileri ampirik bir formül aracılığı ile ifade edilmektedir (Yıldız, Öztürk, Kaya, Öztürk, 2003).

Luo ve Gea (1998), sacların ve plakaların optimal direngen tasarımı üzerinde çalışmışlardır. Topoloji optimizasyonu yardımıyla mekanizmaların tasarımı konusunda ise Sigmund (2001), Nishiwaki ve diğerlerinin (1998) çalışmaları bulunmaktadır (Zheng, 2007).

Lin ve Chou (1999), homojenizasyon metoduna dayanan ve iki adımdan oluşan bir topoloji optimizasyonu algoritması önerirlerken, Lin ve Chao (2000), topoloji ve şekil optimizasyonu sonucu optimize edilmiş iki boyutlu yapıların topolojilerinin otomatik olarak yorumlanabilmesi için bir yöntem önerisinde bulunmuşlardır (Yıldız, Öztürk, Kaya, Öztürk, 2003).

Yukarıda bahsedilen tüm bu çalışmaların yanında uzay, havacılık, otomotiv endüstrilerinde de topolojik optimizasyonun uygulamaları ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Yıldız, Kaya ve Öztürk (2003) taşıtlarda kullanılan salıncak kolunun ve motor bağlantı braketinin yoğunluk yöntemi ile optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Diğer yandan Harzheim ve Graf (2005), taşıtlarda kullanılan döküm parçaların topolojik optimizasyonu konusunda çalışmalar yapmıştır. Torstenfelt ve Klarbring (2007) ise topoloji optimizasyonu teknikleri yardımıyla binek otomobillerin modüler şasi ve karkas yapı tasarımını gerçekleştirmişlerdir.

Havacılık sektöründe ise minimum ağırlık ve maksimum dirençlilik özelliklerine sahip parçaların, örneğin, uçak kanatlarının içinde bulunan federler, topolojik optimizasyonu üzerine çalışmalar yapılmaktadır.

Topoloji optimizasyonu yöntemlerinin mühendislik problemlerinin çözümü için uygulanabilirliği, optimize edilen tasarımın üretilebilirliği ile sınırlıdır. Standart topoloji optimizasyonu algoritmaları sonucu ortaya çıkarılan optimum tasarım, çoğu zaman karmaşık ve yorumlanması zor sınırlara ve şekillere sahiptir. Bu nedenle optimizasyon sonrası ortaya çıkan ham verinin yorumlanmadan (Bilgisayar Destekli Tasarım Yöntemleri ile yeniden modellenmeden) üretilmesi imkansızdır. Ham verinin yorumlanması öncesi topolojinin de üretim yöntemleri dikkate alınarak yaratılması gerekmektedir. Zou, Chen, Zhang, Yang (2006) yaptıkları çalışma ile topoloji optimizasyonu sürecinin ilk aşamalarında üretilebilirlik kısıtlarını göz önünde bulunduran hibrit bir algoritma önerisinde bulunmuşlardır. Diğer yandan Harzheim ve Graf (2006), üretim kısıtları belirlenmiş topoloji optimizasyonu algoritmasıyla, binek otomobillerde kullanılan döküm parçaların optimum topolojilerinin bulunması konusunda çalışmalar yapmıştır.

## 2.2 Topoloji Optimizasyonunun Formülasyonu

Topoloji optimizasyonun amacı, belirli bir alan ya da hacim içinde malzemenin optimum dağılımını bulmaktır. Yapının şekli, önceden belirlenmiş bir tasarım uzayı içinde oluşturulur. Topolojik tasarım probleminin bilinenleri yalnızca uygulanan yükler, sınır koşulları, hacim ve malzemenin bulunduğu ve bulunmadığı noktalarıdır. Bu yöntem, tasarım için başlangıç noktası olma niteliğini taşıyan yapının en verimli geometrik şeklinin ortaya çıkarılmasını sağlar. Genellikle belirli bir ağırlıktaki yapının direngenliğinin maksimize edilmesine ya da doğal frekansının düşürülmesine çalışılır. Diğer yandan topoloji optimizasyonu algoritması, belirlenen sınır koşullarına göre kütlemin de minimize edilmesi için de çalıştırılabilmektedir (Bendose, Sigmund, 2003).

$R^2$  ya da  $R^3$  içinde bulunan  $\Omega$  referans alanında,  $\Omega_m$  alanına sahip bir makine elemanı düşünelim. Kimi zaman temel yapı (ground structure) olarak adlandırılan  $\Omega$  referans alanı, uygulanan yüklerin ve sınır koşullarının tanımlanmasına izin verecek şekilde tanımlanmış ve  $\Omega$  referans alanında malzemenin bulunduğu ve bulunmadığı noktalar önceden belirlenmiştir (Zheng, 2007).

Topoloji optimizasyonun amacı önceden tanımlanmış  $\Omega$  referans alanı içinde, sınırlı hacim gibi kısıtlar veya sınır koşullar altında çoğu zaman direngenliği maksimize eden amaç fonksiyonunu sağlayan  $\Omega_m$  alt kümesini bulmaktır (Zheng, 2007).

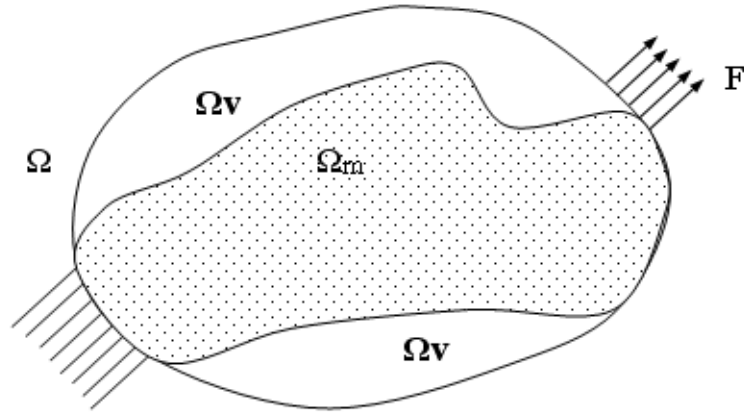
Şekil 2.5’de  $\Omega$  referans alanı gösterirken,  $\Omega_m$  malzemenin bulunduğu alanı,  $\Omega_v$  ise malzemenin bulunmadığı boş alanı göstermektedir (Zheng 2007).

Bu noktada optimizasyon problemi şu şekilde ifade edilebilmektedir:

Amaç Fonksiyonu:

En büyük (maksimum) ya da En küçük (minimum):  $f(x)$





Şekil 2.5 Tasarım alanı ve sınır koşulları (Zheng, 2007, s.17)

Kısıt:

$$\int_{\Omega} x dv \leq \bar{V} \quad x(v) = 0 \text{ ya da } 1, \forall v \in \Omega$$

Burada  $f(x)$  amaç fonksiyonu,  $\bar{V}$  katı hacmin en üst sınırı,  $x(v)$  ise  $\Omega$  alanında bulunan  $v$  konumundaki yoğunluk dağılımıdır. Burada  $\Omega_m$  içinde  $x(v)$  1 iken,  $\Omega_v$  içinde  $x(v)$  0'dır. Katı alanın düzgün olmayan şekli nedeniyle optimizasyon probleminin analitik yöntemler ile çözümü çok zordur. Nümerik hesaplama yöntemleri genellikle yaklaşık sonuçlar elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. İlk etapta topoloji optimizasyonu yöntemi gereğince, tasarım alanı olan  $\Omega$  referans alanını  $N$  adet sonlu elemana ayrılır. Ardından her bir sonlu elemana  $x_i$  tasarım değişkeni verilir. Tüm tasarım değişkenlerini içeren tasarım değişkeni vektörü  $x$  tasarım alanındaki malzeme dağılımını gösterir. Daha küçük parçalara bölünmüş olan ( $N$  adet sonlu eleman) optimizasyon problemi aşağıdaki gibi ifade edilir (Zheng, 2007):

Amaç Fonksiyonu:

En büyük (maksimum) ya da En küçük (minimum):  $f(x)$

Kısıt:

$$\sum_{i=1}^N x_i v_i \leq \bar{V}, \quad x_i = 0 \text{ ya da } 1, \quad i=1,2,\dots,N.$$

Burada  $v_i$ ,  $i$ . elemanın hacmini tanımlamaktadır.

Bu yöntem kullanılarak yapılan topoloji optimizasyonu çözümlerinin nümerik bazı kararsızlıklar içerdiği bilinmektedir. Bu bağlamda bu kararsızlıkları ortadan kaldırmak amacıyla rahatlatma (relaxation) ya da sınırlama (restriction) yöntemleri kullanılmıştır. Rahatlatma yönteminde tasarım kümesi genişletilmektedir. Örneğin homojenizasyon yaklaşımı ile yapılan çözümlerde malzeme yoğunluğunun ( $x_i$ ) 0 ile 1 arasında değişebildiği gözenekli mikro yapılar tanımlanmaktadır. Bu yaklaşım en çok kullanılan yöntemlerden biridir (Zheng, 2007).

$x_i$  hacimsel yoğunluğuna sahip bir elemanın malzemesi, rahatlatma yöntemi  $x_i$  yoğunluğunun, 0 ile 1 arasında değişmesine izin verdiği için kompozit olarak adlandırılabilir. Kompozit malzemenin özellikleri kullanılan malzeme modeline göre değişkenlik göstermektedir (Zheng, 2007).

Yapıların topolojik tasarımında, tasarım uzayında izotropik malzemelerin optimal dağılımının belirlenmesi ön plana çıkmaktadır. Bu bağlamda tasarım uzayı içerisinde malzeme bulunan yani  $x_i$  malzeme yoğunluğunun 1 olduğu ve malzemenin bulunmadığı yani  $x_i$  malzeme yoğunluğunun 0 olduğu bölgeleri belirlemeye çalışmaktayız.

Bu problemin çözümü için kullanılan en genel yöntem,  $x_i$  hacimsel yoğunluk değeri için belirlenen tam sayı değişkenler yerine sürekli değişkenleri kullanmak (yukarıda da bahsedildiği gibi 0 ile 1 arasında değiştirmek) ve sonuçları 0 ve 1 değerlerine yönlendirmek için bazı sınırlandırmalar (penalization) getirmektir. Bu işlemin ardından belirli bir tasarım uzayı içindeki optimizasyon problemi, dirençlilik matrisi ve malzeme yoğunluğunun bir fonksiyonu olarak ifade edilen bir

boyut belirleme problemine dönüşür. Bu fonksiyon tasarım değişkenidir. Optimizasyonun ise malzemenin bulunduğu ( $x_i=1$ ) ya da bulunmadığı ( $x_i=0$ ) tasarım uzayı şeklinde sonuçlanması beklenir. Bu da 0 ile 1 arasında değişmekte olan hacimsel yoğunluk değerlerinin sınırlandırılarak 0 değerine ya da 1 değerine yakınsanması anlamına gelir. İşte topoloji optimizasyonunu gerçekleştirmek için kullanılan bu malzeme modeline SIMP [Solid Isotropic Material (Microstructure) with Penalization] adı verilir (Zheng, 2007).

SIMP malzeme modeli için malzemenin elastik özelliklerini belirleyen  $E_{ijkl}$  katsayısı ile malzemenin hacmi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$E_{ijkl}(v) = x(v)^p E_{ijkl}^0, \quad p > 1$$

$$V = \int_{\Omega} x(v) d\Omega$$

Burada  $\Omega$  tasarım uzayını,  $v \in \Omega$ ,  $0 \leq x(v) \leq 1$  hacimsel yoğunluğu,  $E_{ijkl}^0$  referans izotropik malzemenin elastik özelliklerini belirleyen katsayısı,  $V$  malzemenin toplam hacmini tanımlamaktadır.  $P$  katsayısının birden büyük seçilmesi halinde, optimum topolojik tasarım içinde hacimsel yoğunluk değerleri 0 ile 1 arasında değişen malzemelerin kullanılması durumunu ortaya çıkarır ancak bu durum ekonomik olmadığı için tercih edilmez ve sınırlama yöntemi kullanılarak  $x_i$  değeri 0 ya da 1 olarak belirlenir (Zheng, 2007).

Poisson oranı 0,33 olan malzemeleri için üç boyutlu problemlerde  $p$  katsayısının 3 ya da 3'den büyük alınması tavsiye edilmektedir (Bendose, Sigmund, 2003).

Malzeme dağılımı yöntemini kullanan topolojik tasarım yaklaşımı, tasarım değişkeni olarak belirlenen malzeme yoğunluğunun optimal dağılımının hesabı temeline dayanmaktadır. Interpolasyon işleminin temel amacı, 0 ile 1 arasında değişen malzeme yoğunluğunun uygun biçimde sınırlandırılarak siyah-beyaz (0-1) tasarıma ulaşılmasının sağlanmasıdır. Bu bağlamda tasarım sürecinin ilk

aşamalarında topoloji optimizasyonun kullanılması, tasarım sürecini kısaltılmasına ve potansiyel iyi tasarımların ortaya çıkarılmasına yardımcı olur (Bendose, Sigmund, 2003).

Topoloji optimizasyonu tekniklerinin esnek ve güvenilir tasarım araçları olduğu kanıtlanmıştır. Son on yıl içinde özellikle otomotiv endüstrisi tarafından çok yoğun biçimde kullanılmaktadır. Özellikle 90'lı yılların başında topoloji optimizasyonu işlemleri için ticari yazılımlar ortaya çıkmaya başlamıştır. İlk yazılım 1989 yılında bir şirket tarafından Optishape adı ile piyasaya sürülmüş ve ardından sırasıyla Optistruct, Construct, Catapo, TOP, Optcom gibi yazılımlar ortaya çıkmıştır. Yazılımların tümü araç tasarımlarında aktif bir şekilde kullanılmış ve ürün tasarım süreçlerini kökten değiştirmiştir (Bendose, Sigmund, 2003).

## BÖLÜM ÜÇ

### ALTAIR HYPERWORKS İLE TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

#### 3.1 Giriş

Altair HyperWorks, süreç otomasyonu, veri yönetimi ve tasarım optimizasyonu temeli üzerine kurulu yenilikçi bir tasarım platformudur. Endüstrideki en iyi bilgisayar destekli analiz yazılım çözümlerinden biri olan HyperWorks, bünyesinde sınıfının en iyi modelleme, analiz, optimizasyon, görüntüleme, raporlama ve veri yönetim sistemlerini barındırmaktadır (Altair Help Files, 2008).

Altair Optistruct, Radioss ve MotionSolve ile beraber HyperWorks tasarım platformunun ana çözüm algoritmalarından (solver) biridir. Altair Optistruct, mekanik sistemlerin ve yapıların tasarımı ve optimizasyonu için kullanılan bir yazılımdır. Optistruct yazılımı, optimizasyon işleminin yanıtlarını hesaplamak için Radioss ve MotionSolve yazılımlarından da faydalanmaktadır (Altair Help Files, 2008).

Altair Optistruct yardımıyla, topoloji, topografi, serbest-boyut optimizasyonu gibi yapısal tasarım faaliyetleri ile boyut, şekil, serbest-şekil optimizasyonu gibi yapısal optimizasyon faaliyetleri gerçekleştirilebilmektedir. Tasarım ve optimizasyon problemlerinin formülasyonlarında aşağıdaki parametreler amaç fonksiyonu ya da tasarım kısıt olarak belirlenebilmektedir (Altair Help Files, 2008):

- Direngenlik
- Frekans
- Hacim
- Kütle
- Atalet momenti
- Deplasman
- İvme
- Gerilme, vs

Yazılım, topoloji optimizasyonu algoritması yardımıyla belirli bir tasarım uzayı içindeki optimum malzeme dağılımını, bir grup yükleme ve sınır koşullarının etkisi altında ortaya çıkarmaktadır. Optimizasyon algoritması ile hem klasik maksimum direngenlik problemi hem de çoklu kısıtlara sahip dual formülasyonların çözümü yapılabilmektedir. Tasarım değişkenleri için üretim yöntemlerine (dövme, döküm, ekstrüzyon, simetriklik, vs.) göre kısıtlar belirlenebilmektedir. Optimizasyon sonucu ortaya çıkan kavramsal tasarım ise OSSmooth yazılımı yardımıyla bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımlarına aktarılabilir (Altair Help Files, 2008).

Yükleme ve sınır koşullarının etkisi altında yapının sergilediği davranışları (response) farklı çözüm serileri altında görmek mümkündür. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilmektedir (Altair Help Files, 2008):

- Lineer statik analiz
- Normal modal analiz
- Lineer burkulma analizi
- Frekans cevap analizleri
- Lineer olmayan boşluk analizleri

Yukarıda bahsedilen yetenekleri ile Altair Optistruct, tasarım döngülerinin sayısını ve süresini azaltarak tasarım performansını artırırken, topolojik optimizasyon yöntemleri yardımıyla kavramsal tasarımın oluşturulmasına ve iyileştirilmesine katkıda bulunmaktadır (Altair Help Files, 2008).

Tasarım sürecinin tümü, ekonomik, fonksiyonellik ve görünüm beklentilerini karşılayan mekanik sistemlerin, yapıların ya da yapısal parçaların optimizasyonu olarak görülebilmektedir. Genellikle tasarım süreci kavramsal bir tasarım ile başlar, kavramsal tasarımdan türetilen mamül tasarımı ile devam eder, sanal testler ve optimizasyon işlemi ile son bulur (Altair Help Files, 2008).

Kavramsal tasarım aşamasında, tasarımcı sadece şartnameler ile sınırlandırılmaktadır. Günümüzde birçok tasarımın şekli genellikle yapılan kıyaslama

çalışmalarına ve deneyimlere dayandırılmaktadır. Tasarım sürecinde deneyimler karar mekanizmasında ciddi rol oynamaktadır. Topoloji ve topografya optimizasyonu gibi yöntemler ise bu süreci daha verimli bir hale getirmektedir. Kavramsal tasarımlar, bu tip yöntemlerin kullanılmasının ardından daha güvenilir hesaplama sonuçlarına dayandırılabilir hale geldiği için bu tip yöntemler tasarım sürecinin ilk aşamalarında yoğun biçimde kullanılır olmuşlardır (Altair Help Files, 2008).

Altair Optistruct, sahip olduğu topolojik ve topografik tasarım yetenekleri ile kavramsal tasarımların yaratılmaya başladığı tasarım sürecinin ilk aşamalarında ortaya çıkan problemlere, sonlu elemanlar ile analiz yöntemlerine dayalı çözüm önerileri sunabilmektedir (Altair Help Files, 2008).

### 3.2 Topoloji Optimizasyonu Probleminin Tanımı

Altair Optistruct, Bendose ve Kikuchi (1988) tarafından ortaya atılan optimizasyon yöntemini temel alarak hesaplamalarını yapmaktadır. Topoloji optimizasyon problemi aşağıdaki formülüne edilmektedir (Schramm, Zhou, 2006):

$$\text{Min } W(\rho)$$

$$\text{Subj to: } V = \sum \rho_i v_i \leq \bar{V}, \eta \leq \rho_i \leq 1, i=1, \dots, n$$

Burada  $W(\rho)$  amaç fonksiyonunu temsil etmektedir.  $\rho_i$  ve  $v_i$  sırasıyla eleman yoğunluğunu ve hacmini temsil eder.  $\bar{V}$  hedef hacmi,  $n$  toplam eleman sayısını ve  $\eta$  ise dirençlilik matrisinin tanımsız olmasını engelleyen küçük bir sayıyı göstermektedir. Tasarımı dolu-boş tasarıma yönlendirmek ve ara yoğunluklu elemanların etkinliğini azaltmak için bir sınırlandırma katsayısı  $p$  belirlenir. Bu sınırlandırmaya ise kuvvet yasası (power law formulation) formülüyle ulaşılır (Schramm, Zhou, 2006):

$$\hat{K}_i(\rho_i) = (\rho_i)^p K_i$$

$\hat{K}_i$  ve  $K_i$   $i$ . elemanın sınırlandırılmış ve gerçek dirençlik matrisini göstermektedir.  $p$  faktörü ise 1'den büyük bir gerçek sayıdır. Kullanılan bu yöntem homojenizasyon, ya da SIMP adı verilmektedir (Schramm, Zhou, 2006).

Bu yöntem ile yapılan topolojik tasarımlarda, tüm yükleme ve sınır koşulları altında amaç fonksiyonu olarak ya kompliance (1/dirençlik) ya da doğal frekans belirlenmektedir (Schramm, Zhou, 2006).

Optistruct, yapısal optimizasyon probleminin tanımını aşağıdaki gibi yapmaktadır:

$$\text{Min } f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

$$\text{Subj to: } g_j(x) \leq 0, j=1, \dots, m$$

$$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U, i=1, \dots, n$$

$f(x)$  amaç fonksiyonu ve  $g(x)$  kısıt fonksiyonu, sonlu elemanlar ile analiz sonuçlarından elde edilen yapısal cevaplardır. Eğer  $g(x)=0$  ise kısıt aktif,  $g(x)<0$  ise kısıt pasif,  $g(x)>0$  ise kısıt ihlal edilmiş demektir. Tasarım değişkeni  $x_i$ , optimizasyon çeşidine göre belirlenir. Topoloji optimizasyonunda tasarım değişkeni olarak eleman yoğunlukları seçilmektedir (Altair Help Files, 2008).

### **3.2.1 Tasarım Değişkenlerinin Yapısı**

Altair Optistruct, tasarım optimizasyonu problemlerini homojenizasyon ya da yoğunluk yöntemi ile çözmektedir (Altair Help Files, 2008).

Daha önce de belirtildiği gibi homojenizasyon yöntemi ile gerçekleştirilen topoloji optimizasyonunda her bir elemana ait malzeme yoğunluğu ya “0” ya da “1” değerini almaktadır. Bu da sırasıyla elemanların dolu (katı) ya da boş olmasını tanımlamaktadır. Çok sayıda sonlu eleman içeren tasarım değişkenlerine sahip problemlerin çözümü çok zor ve uzun sürdüğü için topoloji optimizasyonundaki



malzeme dağılımı problemi sürekli değişkenler yardımıyla çözülür (Altair Help Files, 2008).

Homojenizasyon yöntemi ile topolojik optimizasyona tabi tutulacak yapının malzemesi, farklı yoğunluk özelliklerine ve belirli bir mikro yapıya sahip sürekli gözenekli olarak tanımlanmaktadır. Altair Optistruct yazılımının kullanmakta olduğu homojenizasyon yönteminde, içinde periyodik dikdörtgen boşluklar bulunan mikro yapılar kullanılmaktadır. Her bir elemanın tasarım değişkeni ise dikdörtgen boşluğun genişliği, derinliği ve doğrultusudur. Bu değişkenler malzemenin elastisite ve yoğunluk özelliklerini belirler (Altair Help Files, 2008).

Bu noktadan hareket ile elemanın yoğunluğunun aşağıdaki formül ile belirlenebileceği söylenebilir:

$$\rho = 1,0 - (1,0 - a)(1,0 - b)$$

$(1,0-a)$   $(1,0-b)$  boşluk elemanının hacmini temsil etmektedir.  $a=b=0$  iken elemanın boşluk yani malzeme ile dolu olmadığı,  $a=1$  ya da  $b=1$  iken elemanın dolu ya da katı yani gerçek malzeme ile dolu olduğu var sayılır.  $a$  ve  $b$ ' nin ara değerleri gerçek olmayan malzeme özelliklerini gösterir (Altair Help Files, 2008).

Boşluk elemanların boyutsal ölçüleri “0” ile “1” arasında değişen sürekli değerler olarak varsayırlar. Her bir elemana ait boşluğun doğrultusu da sürekli değişkendir ve yönü yapının şekil değişimi doğrultusuna göre belirlenir. Tüm bu işlemler sırasında gerçek malzeme izotropik yapıya sahipken gerçek olmayan malzeme anizotropik yapıya sahiptir (Altair Help Files, 2008).

Yoğunluk yönteminde ise her bir elemanın malzeme yoğunluğu, doğrudan “0” ile “1” arasında değişen tasarım değişkeni olarak kullanılır. “0” ile “1” sırasıyla malzeme olmayan ve malzeme olan bölgeyi temsil etmektedir. Homojenizasyon yönteminde olduğu gibi yoğunluğun ara değerleri gerçek olmayan malzemeyi ifade eder (Altair Help Files, 2008).

Bu yöntem ile malzemenin direngenliğinin, malzeme yoğunluğuna lineer olarak bağlı olduğu düşünülmektedir. Malzeme formülasyonu gerçek malzemelerin formülasyonu ile tutarlıdır. Örneğin, alüminyumdan daha yoğun olan çelik, alüminyumdan daha güçlüdür. Bu mantıktan hareket ile yoğunluk yaklaşımı, ara yoğunluk değerlerine sahip gerçek olmayan malzemelerin tanımlanması daha gerçekçi kılar (Altair Help Files, 2008).

Genel olarak yukarıda bahsedilen formül kullanılarak çözülen optimizasyon problemleri yapısal alan içinde ara yoğunluk değerlerine sahip birçok gri eleman içerir. Bu tür çözümlerin, tanımlanan yapının topolojisine bakıldığında ve tasarım uzayı içerisinde farklı malzemeler kullanıldığı düşünüldüğünde çok fazla anlam taşımadığı görülür. Bu nedenle final tasarımda ara yoğunluk değerlerinin sınırlandırıldığı ve her bir elemanın yoğunluğunun “0” ya da “1” olarak tanımlanabileceği bir teknik kullanma ihtiyacı ortaya çıkmıştır. İki boyutlu ve üç boyutlu her eleman için geçerli ve yoğunluk yaklaşımı için kullanılan sınırlandırma tekniği kuvvet yasası (power law) olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi formülize edilir (Altair Help Files, 2008):

$$\underline{K}(\rho) = \rho^p K$$

$\underline{K}$  ve  $K$ , bir elemanın sırasıyla sınırlandırılmış ve gerçek direngenlik matrisini gösterir.  $\rho$ , yoğunluğu,  $p$  ise her zaman 1’den büyük olan sınırlandırma faktörünü tanımlar (Altair Help Files, 2008).

Homojenizasyon yaklaşımında da sınırlandırma formülasyonları aynı prensibi kullanmaktadır. Homojenizasyon ve yoğunluk yöntemlerinde her bir tasarım değişkenine ait elastik özelliklerin ilişkisi farklı olduğu için aynı hacimde, ara yoğunluk değerlerinin bulunduğu analiz sonuçları da farklı olacaktır. Yine de hacim oranı “1” ya da “0” olan analizlerde, benzer sonuçlar ortaya çıkacaktır. Bu değerlerde yapısal alan içerisinde ya malzeme bulunmaktadır ya da malzeme bulunmamaktadır (Altair Help Files, 2008).

Her iki yaklaşımın da avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır. Homojenizasyon yönteminde tasarım, kuvvet iletim hattı boyunca hızlı bir şekilde ortaya çıkar. Bu ara yoğunluğa sahip elemanların ortotropisinden dolayı ortaya çıkmaktadır. Diğer yandan bu yöntemde çok fazla tasarım değişkeninin kullanılması, çoklu yükleme ve kısıtlara sahip optimizasyon problemlerinde malzeme boşluklarının doğrultularının tam olarak belirlenememesi bir dezavantaj olarak sayılabilir. Yoğunluk yöntemi ise daha genel bir yapıya sahiptir ve daha az tasarım değişkenine ihtiyaç duymaktadır (Altair Help Files, 2008).

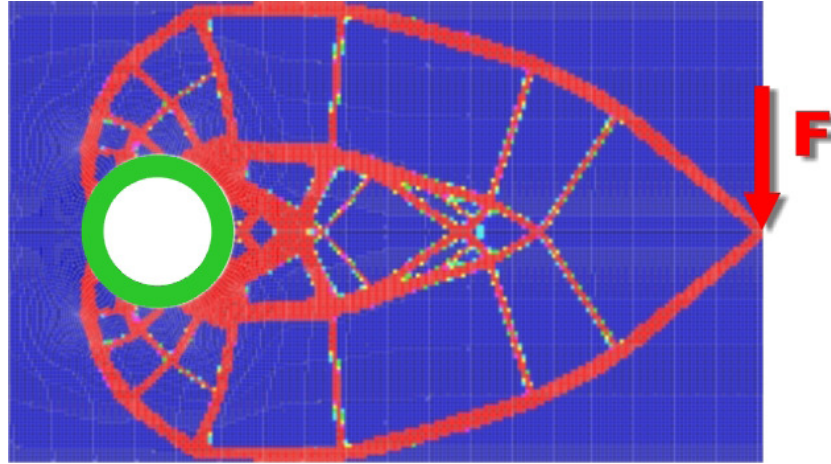
Verimlilik ve genel uygulanabilirlik göz önünde bulundurulduğunda yazılım içerisinde ağırlıklı olarak yoğunluk yöntemi kullanılmaktadır. Bunun yanında tasarım değişkenlerine, üretim kısıtlarının atanabildiği tek yöntem yoğunluk yöntemidir (Altair Help Files, 2008).

### ***3.2.2 Tasarım Değişkenlerine Atanabilen Üretim Kısıtları***

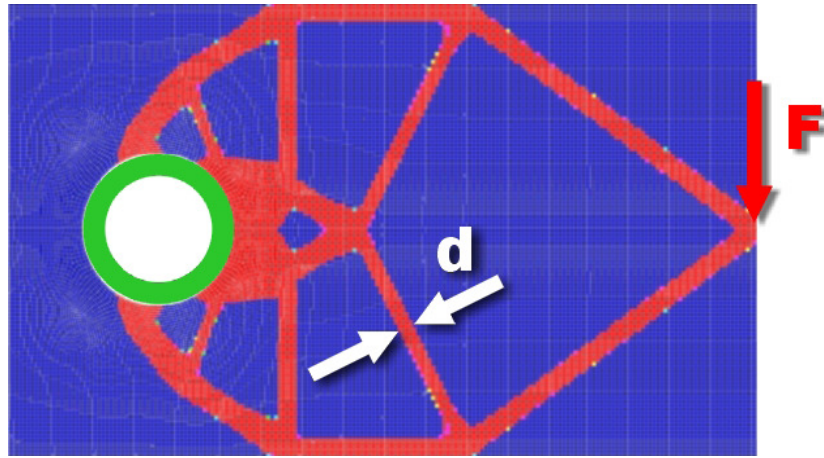
Topoloji optimizasyonunda karşılaşılan en büyük problemlerden biri optimize edilen geometrinin üretilebilirliğidir. Optimizasyon sonuçlarının anlamlı bir tasarıma dönüştürülebilmesi için ortaya çıkan optimizasyon sonuçlarının, bilgisayar destekli tasarım unsurları yardımıyla üretim kısıtları göz önünde bulundurularak yorumlanıp, yeniden tasarlanması gerekmektedir. Altair Optistruct yazılımı içerisinde bu işlemi gerçekleştirmeye yardımcı olan OSSmooth yazılımı bulunmaktadır. Ancak net olmayan optimizasyon sonuçları yaratıcılığı ön plana çıkarmaktadır. Bu da haliyle optimizasyonun performansını etkilemektedir.

Altair Optistruct aracılığı ile minimum eleman kontrolü (minimum member size control), kalıp açılma yönünün belirlenmesi (draw direction), ekstrüzyon (extrusion), vb. üretim kısıtları tasarım değişkenlerine atanabilmektedir.

Minimum eleman kontrolü (MEK) kısıtı ile standart profil kesitlerinin kullanılabilmesi ya da döküm, dövme, vb. imalat yöntemleri ile kolay üretilen ağ yapısından bağımsız topolojilere ulaşmak mümkündür.

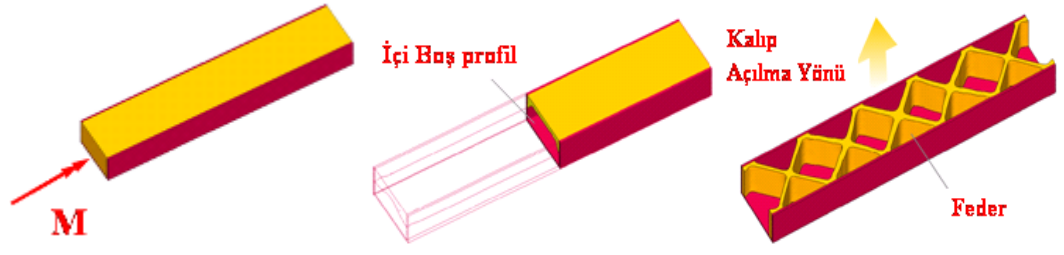


Şekil 3.1a Michell kirişine MEK kısıtı atanmadan yapılan topoloji optimizasyonu (Anonim, 2006)



Şekil 3.1b Michell kirişine MEK kısıtı atanarak yapılan topoloji optimizasyonu (Anonim, 2006)

Şekil 3.2'de torsiyonel olarak yüklenen döküm bir kare profilin topoloji optimizasyonu örneği görülmektedir. Kalıp açılma yönü belirlenmeden yapılan optimizasyonu sonucu ortaya çıkan tasarım geometrisinin döküm tekniği ile üretimi zordur. Ancak kalıp açılma yönü Şekil 2'deki gibi belirlenirse ortaya çıkan geometrinin döküm tekniği ile üretimi kolaydır.



Şekil 3.2. Torsiyonel olarak yüklenen döküm kare profilin topoloji optimizasyonu (Anonim, 2006)

## BÖLÜM DÖRT

### KARDAN MİLLERİ

#### 4.1 Giriş

Tipik bir binek otomobile ait klasik bir araç yerleşiminde, motor ön tarafta, diferansiyel ise arka tarafta bulunmaktadır. Güç kaynağında ya da motorda üretilen gücün vites kutusu üzerinden diferansiyele aktarılması için bir bağlantı miline ya da aktarma organına ihtiyaç duyulmaktadır. Temelde bağlantı mili ya da aktarma organı tipik bir otomobil aktarma organı yerleşiminde torsiyonel elastik eleman olarak görev yapmakta ve basitçe kendisine kıyasla çok büyük rotasyonel atalete sahip olan elemanlar arasında torsiyonel yay görevini üstlenmektedir. Uygulamada bağlantı milleri, içi dolu bir mil ya da boru ile birleştirilmiş bir ya da birden fazla kardan mafsallının birleştirilmesinden oluşturulan kardan milidir. Kardan mili, motor tarafından üretilen ve vites kutusu üzerinden iletilen güç sonucu ortaya çıkan döndürme momentini ve döndürme hareketini, sabit ya da değişken açısız pozisyonlarda bir şafttan diğerine ya da diferansiyele iletirken arka aksın hareketinden kaynaklanan aksel hareketleri de karşılamaktadır (SAE, 1991).

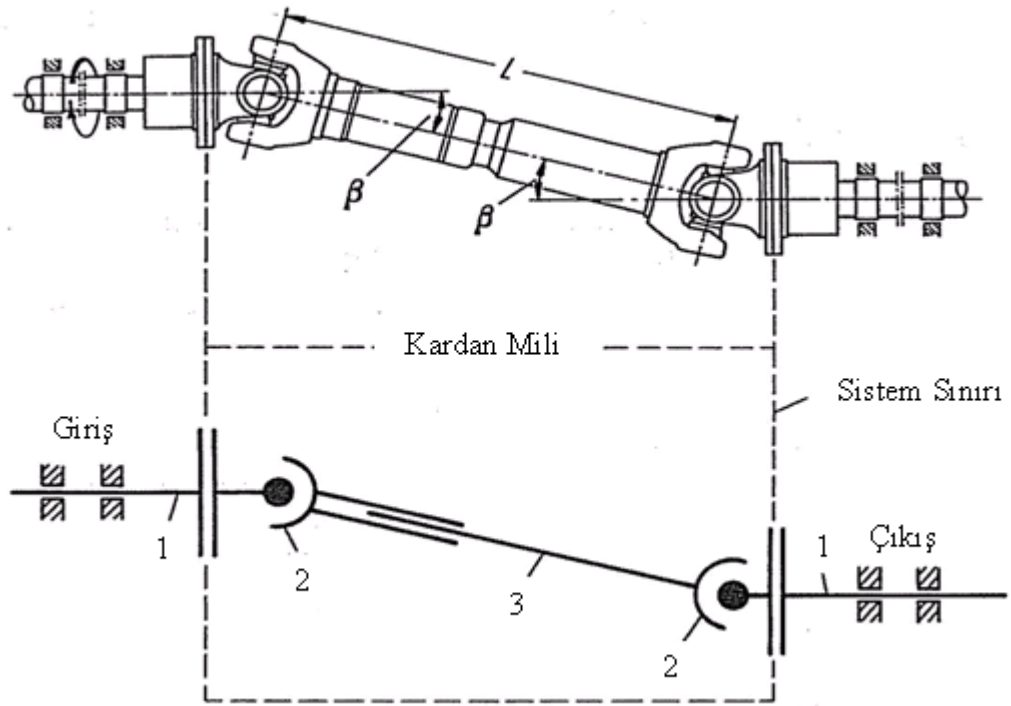
Örneğin, diferansiyel esnek olarak şasiye bağlanmış canlı bir rijit aksın parçası ise aktarma organları mutlaka aksel harekete olanak sağlamalı ve bağıl açısız hareketlere izin veren kardan mafsalları bulundurmalıdır. Diferansiyel şasiye bağlansa dahi yapının doğasında bulunan esneklik ve montaj imalat toleransları, kardan mafsalları ile beraber aksel hareket sağlayıcılarının kullanımını gerektirmektedir (SAE, 1991).

Günümüzde araçların birçoğunda motor tarafından üretilen gücü diferansiyele iletmek için üzerinde bir ya da birden fazla kardan mafsalı bulunan ve aksel harekete izin veren kardan milleri kullanılmaktadır. Bu tip aktarma organları düşük maliyetli, kolay üretilebilen, toplam araç ağırlığını azaltan, montajı ve servisi oldukça kolay çözümler sunmaktadır. Bu konstrüksiyon aracılığı ile sadece aktarma organları üzerinde bulunan döndürme momenti kardan mili aracılığı ile diferansiyele

iletilmektedir. Kardan mili üzerine, süspansiyon hareketleri, motor hareketleri, ani duruş - kalkışlarda ortaya çıkan aks hareketleri (wind-up & wind-down) ve tekerleklerin dönme hareketine karşı gösterdiği direnç sonucu ortaya çıkan kuvvetler de etki etmektedir (SAE, 1991).

#### 4.2 Kardan Mili Yerleşimi

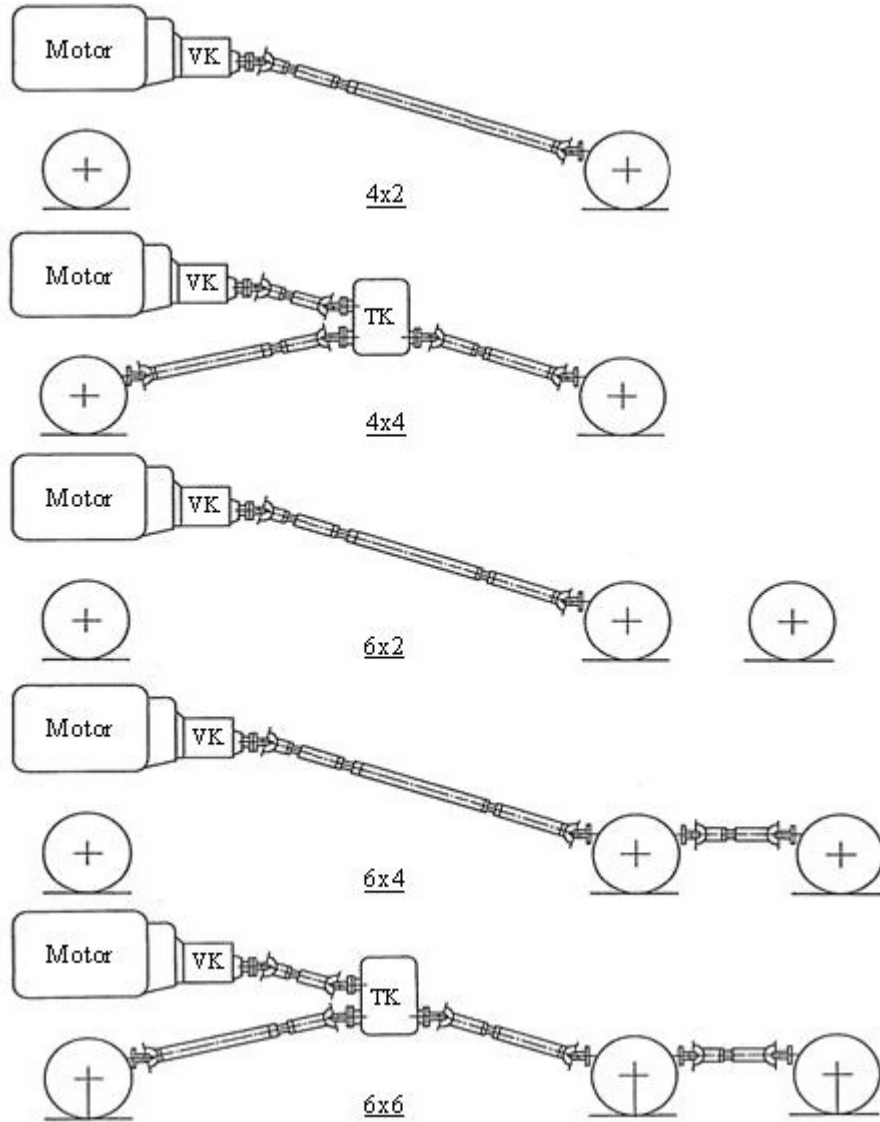
Çok sayıdaki uygulama çeşidi nedeniyle kardan milleri birçok düzene göre tasarlanabilmektedir. Kardan milleri, genellikle iki ya da daha fazla mafsalı olacak şekilde tasarlanmaktadır. Şekil 4.1’de üzerinde iki kardan mafsalı bulunan kardan miline sahip binek otomobil yerleşimleri görülmektedir.  $\beta$  mafsal açısını gösterirken,  $L$  ise kardan milinin araç üzerindeki montaj boyunu göstermektedir. “1”bağlantı milini, “2” kardan mafsalını, “3” ise ara mili göstermektedir (Thoss, Schmelz, Aucktor, 2006).



Şekil 4.1 Binek otomobillerde kardan mili yerleşimi (Thoss, Schmelz, Aucktor, 2006, s.249)

Özellikle askeri uygulamalarda kullanılmakta olan kamyonlarda tercih edilen birden fazla canlı aks uygulaması diğer yol ve arazi araçlarında da uygulama alanı

bulmuş ve aktarma organlarına ait çeşitliliği arttırmıştır. Örneğin, 4x2 tahrik konfigürasyonuna sahip araçlarda iki tekerlek tahrik edilirken 4x4 tahrik konfigürasyonuna sahip araçlarda dört tekerlek tahrik edilmektedir. Bunun yanında 6x2, 6x4, 6x6 tekerlek konfigürasyonuna sahip 6 tekerlekli araçların sırasıyla iki tekerleği, dört tekerleği ve altı tekerleği tahrik edilmektedir. Şekil 4.2’de 4x2, 4x4, 6x2, 6x4 araçlar için tipik aktarma organları yerleşimleri görülmektedir (Thoss, Schmelz, Aucktor, 2006).

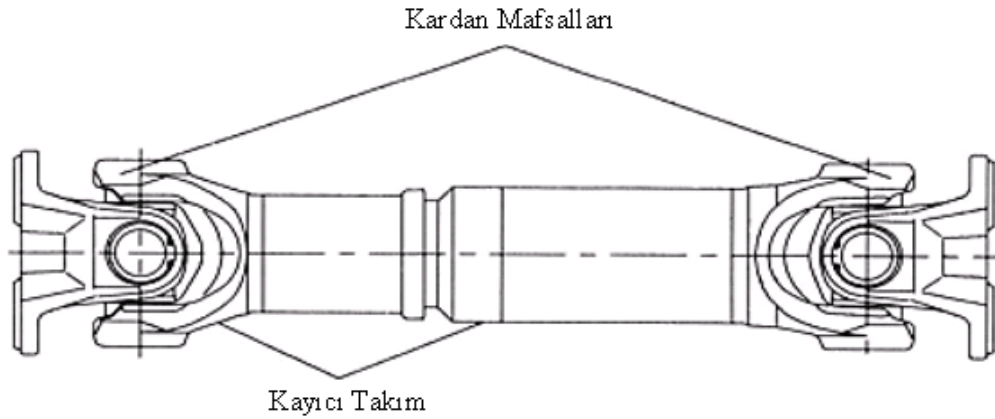


Şekil 4.2 Çeşitli araç konfigürasyonları için kardan mili yerleşimleri (Thoss, Schmelz, Aucktor, 2006, s.134)



### 4.3 Kardan Mili Konstrüksiyonu

Çok sayıdaki aktarma organı uygulamasına bağlı olarak, açısal ve aksel harekete izin veren kardan mili tasarımı da çeşitlenmektedir. Binek otomobil ve kamyon uygulamalarının birçoğunda iki kardan mafsalına sahip kardan mili kullanılmaktadır. Bu tip kardan millerinde genellikle aksel hareket serbestini, kardan mafsalları arasında bulunan kayıcı takım vermekte iken araç yerleşiminden kaynaklanan bağıl açısal hareketi ise kardan mafsalı karşılamaktadır (Şekil 4.3) (Thoss, Schmelz, Aucktor, 2006).



Şekil 4.3 Kardan mili alt kompleleri (GWB, Product Cataloge, 2009)

### 4.4 Kardan Milinin Temel Görevleri

Aktarma organları içinde bulunan kardan mili aşağıda belirtilen görevleri yerine getirmelidir (SAE, 1991):

#### 4.4.1 Döndürme Momenti İletimi

Kardan milinin temel görevi güç kaynağı tarafından üretilen ve vites kutusu üzerinden aktarılan döndürme momentini belli bir açı altında canlı aks üzerinde bulunan diferansiyele iletmektir.

#### ***4.4.2. Devir İletimi***

Kardan mili, seçilen uygulamaya bağlı olarak belirlenen bir hız aralığında fonksiyonelliğini kaybetmeden dönme yeteneğine sahip olmalıdır.

#### ***4.4.3 Açısal Değişkenlik***

Kardan mafsalları, kardan milinin dönüş eksenine ile kesişen sabit ya da değişken açılar altında çalışma yeteneğine sahip olmalıdır.

#### ***4.4.4 Boy Değişkenlikleri***

Kardan mili, arka aksın hareketinden ve montaj toleranslarından kaynaklanan boy değişkenliklerini karşılamalıdır.

### **4.5 Kardan Mili Uygulama Detayları**

Kardan miline ait tasarımın bir önceki bölümde aktarılan temel işlevleri karşılama yanında, uygulamaya özel detayları ve parametreleri de kapsamı gerekmektedir. Temel görevler ve uygulama detayları ile beraber tasarımın döndürme momenti kapasitesinin, servis ömrünün, dayanıklılığının belirlenmesi gerekir. Bahsedilen tasarım parametreleri, deneyimlerle, başarılı uygulamalarla ya da tasarımın matematik modeli üzerinde yapılan çalışmalar ile belirlenebilmektedir. Ancak kardan milinin matematik modeli üzerinde yapılan çalışmalara ait sonuçların, fiziksel testlere ait sonuçlar ile (laboratuvar ve saha testleri) karşılaştırılarak, aralarında bağlantı kurulmasında fayda bulunmaktadır. Bağlantı bir kere kurulduğunda elde edilen test sonuçları ve tasarım limitleri pratik uygulama bilgileri ile beraber spesifik uygulamalar için yol gösterici olmakta ve araca özel tüm talepleri karşılayan bir kardan mili tasarımının ortaya çıkarılmasını kolaylaştırmaktadır (SAE, 1991).

#### **4.5.1 Dayanıklılık**

Kardan mili, uygulamaya özel tüm çalışma koşullarında belirlenen servis ömrü süresince görevini yerine getirecek şekilde tasarlanmalıdır. Her kardan mili tasarımının kendine has dayanıklılık ya da servis ömrü sınırı bulunmaktadır (SAE, 1991).

Karşılaştırmalı bilgi birikimine ve uygulamaya ait tüm detaylar baz alınarak kardan mili tasarımı yapılabilmektedir. Komple kardan milinin, motor tarafından üretilen döndürme momentini hiçbir yorulma hatası ile karşılaşmadan tekerleklerle iletebilmesi gerekmektedir (SAE, 1991).

Kardan mili üzerinde bulunan mafsalların, motor tarafından üretilen döndürme momentini ve hızını, uygulamaya özel olan mafsal açılarında ve yol koşullarında iletebilecek yetenekte olmalıdır. Kayıcı takımlar veya diğer eksenel hareketi mümkün kılan detay parçalar ve alt kompleler, döndürme momentinin, eksenel hareketin ve yol koşullarının kombine etkilerini karşılayabilecek aşınma dayanımına ve yağlama özelliklerine sahip olacak şekilde tasarlanmalıdır. Kardan milinin diğer tüm ölçülerinin, dinamik kuvvetlerin etkilerini minimize edecek ve maksimum çalışma devrinde güvenli çalışacak şekilde belirlenmesi gerekmektedir (SAE, 1991).

Yukarıda bahsedilen dayanım özellikleri laboratuvar ortamında gerçekleştirilen testleri doğrulanabilse de kardan milinin gerçek performansı araç üstü testler ile belirlenmektedir. Araç üstü testler ile uygulamaya özel olarak döndürme momentinin, hızın, mafsal açılarının, boy değişkenliklerinin, çalışma koşullarının, titreşimin ve imalat sınırlarının kardan mili üzerindeki etkisi belirlenebilmektedir (SAE, 1991).

#### **4.5.2 Döndürme Momenti Kapasitesi**

Pratikte kardan mili, aktarma organları tarafından üretilen maksimum döndürme momentini tekerleklerle iletebilmelidir. Tipik bir araç uygulamasında kardan mili,

servis ömrü boyunca sürekli çalışma yüklemesi, kısa süreli şok yüklemeler gibi birçok yükleme şekline maruz kalır. Bu yükleme koşulları durağan halde ya da belirli sabit hızlar altında ortaya çıkabileceği gibi yüklemenin kaynağına bağlı olarak hesaplanan maksimum döndürme momentinin çok üzerinde şok yükler olarak da ortaya çıkabilmektedir (SAE, 1991).

Sürekli çalışma yüklemesi ise kardan milinin araç ömrü boyunca ileteceği döndürme momentinin yüzde olarak büyük çoğunluğunu ifade etmektedir. Bahsedilen döndürme momenti, aracın normal sürüş koşullarında seyretmesi için ihtiyaç duyduğu vites kutusu çıkışındaki moment değeridir (SAE, 1991).

Kısa süreli şok yüklemeler ise motor tarafından üretilen döndürme momentinin minimum vites oranı ile çarpımı sonucu ortaya çıkan moment değerinden ya da tekerlek kayma momentinden çok daha yüksek olan ve genellikle ani kalkışlarda ortaya çıkan yüklemelerdir (SAE, 1991).

Ancak pratikte kardan mili tasarımı yapılırken hem motor tarafından üretilen ve vites kutusu üzerinden aktarılan döndürme momenti ve tekerlek kayma momentleri göz önünde bulundurulmalı, uygulamaya dönük emniyet faktörleri ile kısa süreli şok yükler dikkate alınmalıdır (SAE, 1991).

#### **4.5.3 Kardan Mili Devri**

Uygulamaya bağlı olarak kardan milinin, sıfırdan motorun maksimum hızına kadar değişen çok geniş bir hız aralığı içinde çalışması beklenir. Aşırı ya da yüksek hızlar, vites kutusu özelliklerine göre de çeşitlenebilir. Sonuç olarak kardan milinin güvenli bir şekilde ait olduğu aktarma organları grubu içinde belirli süreler boyunca yüksek hızlarda çalışması beklenir (SAE, 1991).

Güvenli tarafta kalabilmek için kardan milinin kritik çalışma devrinin, aktarma organlarının maksimum çalışma devrinden büyük olması gerekmektedir. Kritik hız bandından çalışmayı engellemek için binek otomobil ve hafif ticari araç

uygulamalarında kardan milinin kritik devrinin, aktarma organlarının maksimum çalışma devrinin % 85'inden küçük ya da eşit olması gerekmekte iken orta ve ağır ticari araçlarda bu yüzde %75 olarak belirlenmiştir (SAE, 1991).

Kardan miline ait kritik hız sınırı, kardan milinin izin verilebilen maksimum montaj boyunu, boru dış çapını ve boru et kalınlığını etkiler. Bu nedenle kritik hız değeri, araç uygulaması ve aktarma organları yerleşim detayları, tek parçalı kardan mili kullanımına izin vermez ise aktarma organları yerleşimine ve şasi bağlantı noktalarına uygun olarak iki parçalı ya da çok parçalı kardan mili tasarımına geçilir (SAE, 1991).

#### **4.5.4 Mafsal Açısı**

Kardan mili üzerinde bulunan mafsallar, değişken yükleme koşullarında ve devirlerde uygulamaya özel mafsal açıları çalışabilmelidir. Kardan mafsallının gerçek açısal konumu aktarma organlarının normal ve sıra dışı çalışma koşulları göz önünde bulundurularak araç üzerinde ya da bilgisayar destekli tasarım çalışmaları sonucunda belirlenir. Arka süspansiyonun ekstrem çalışma durumlarından hareket ile kardan mili üzerindeki mafsalların gerçek çalışma açıları, kardan mili kayma miktarları ve boy değişkenlikleri belirlenebilir ve bu bilgiler ışığında kardan milinin toplam hareket uzayı ortaya çıkarılarak aktarma organlarının diğer üyeleri ile uyumlu çalışması sağlanabilir. Gerçek çalışma açılarının belirlenmesi mafsalı oluşturan diğer parçaların (çatalı flanş, tüp çatal, vs.) geometrisinin de belirlenmesini mümkün kılar (SAE, 1991).

Kardan mili üzerinde bulunan mafsalların gerçek çalışma açılarının belirlenmesi kardan milinin konstrüksiyonun tümü üzerinde belirleyici bir etkiye sahiptir zira her bir mafsalın servis ömrü, çalışma açısına bağlı olarak değişmektedir (SAE, 1991).

#### **4.5.5 Boy Değişkenliği**

Kardan milinin boy değişkenliğine ya da aksel kayma yeteneğine, değişken çalışma ve yükleme koşullarının yanı sıra montaj ve demontaj aktivitelerinin kolaylaştırılması için de ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıca, araç montaj toleranslarını ve sıcaklık değişkenliklerini karşılayabilmek için de aksel hareket yeteneğine gereksinim duyulabilmektedir (SAE, 1991).

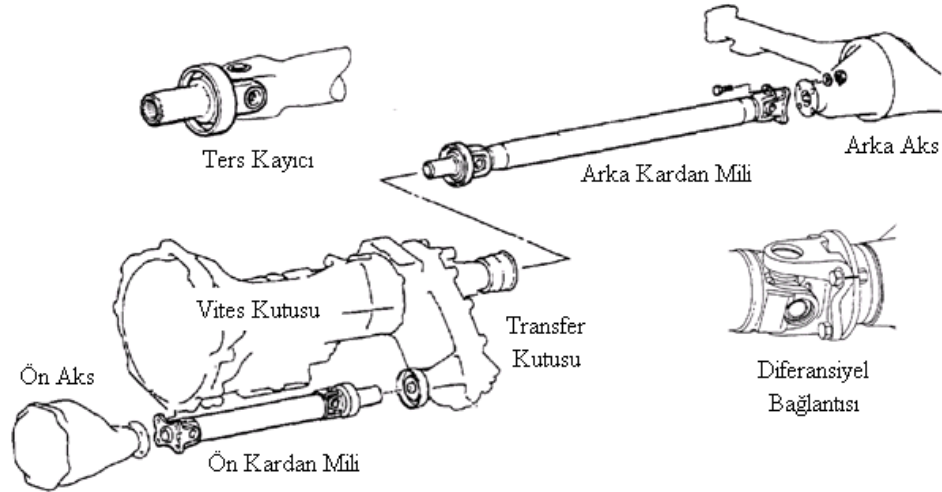
Maksimum ve izin verilebilen yükleme durumlarında, aksların durağan durumdaki pozisyonlarından daha farklı noktalara hareket edecekleri aşikârdır. Bu nedenle belli başlı durumlardaki çalışma pozisyonlarının belirlenmesi, kardan milinin dinamik çalışma koşullarındaki performansının ortaya çıkarılması açısından önem taşımaktadır. Bu noktada, boy değişkenliklerinin hassas bir şekilde tespit edilebilmesi için bilgisayar destekli simülasyon tekniklerinin kullanılmasının fayda sağlayacağı düşünülmektedir (SAE, 1991).

#### **4.5.6 Bağlantı Detayları**

Kardan mili, aktarma organları içinde bulunan diğer elemanlara birçok farklı şekilde bağlanabilir. Bağlantının görevlerinden biri motor tarafından üretilen ve vites kutusu üzerinden aktarılan döndürme momentini tekerleklere aktarmaktır. Bağlantı detayı, kardan milini diğer aktarma organlarına sağlıklı bir şekilde bağlayabilmelidir. Kardan mili ile bağlantılı aktarma organlarının tümü, kardan mili için mesnet görevi görmektedir (SAE, 1991).

Kardan mili ile diğer aktarma organları arasındaki bağlantı şekilleri, aracın farklı çalışma koşulları ve yükleme durumları sonucu ortaya çıkan kuvvetlerin tümüne dayanacak şekilde tasarlanmalıdır. Tüm bunların yanında montaj, demontaj ve servis aktivitelerinin kolaylaştırılması, bağlantı şeklinin seçiminde göz önünde bulundurulmalıdır (SAE, 1991).

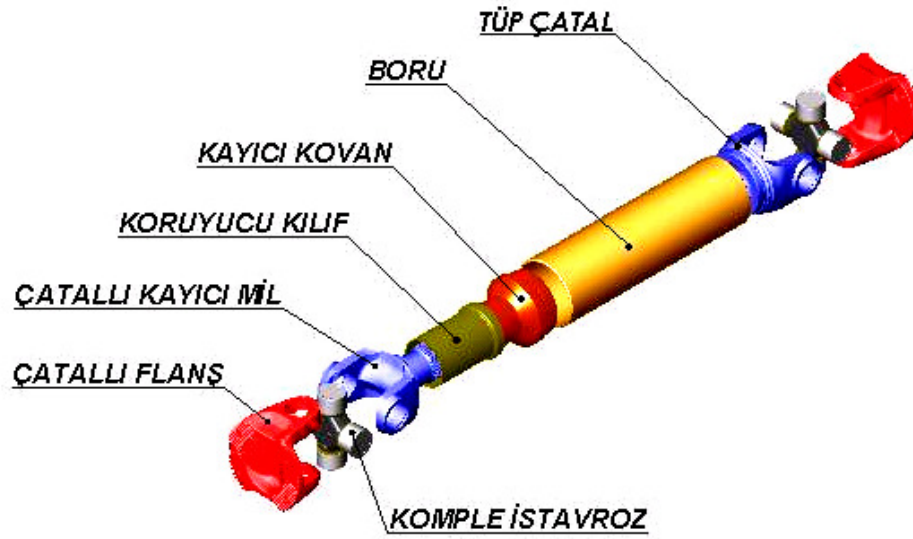
Pratikte binek otomobil ve hafif ticari araç uygulamalarında kardan mili, vites kutusundan çıkan priz direk miline ters kayıcı (reverse yoke) olarak adlandırılan parça ile bağlanırken diferansiyel üzerinde bulunan bağlantı flanşına ise cıvata ile sabitlenmektedir. (Şekil 4.4) (SAE, 1991).



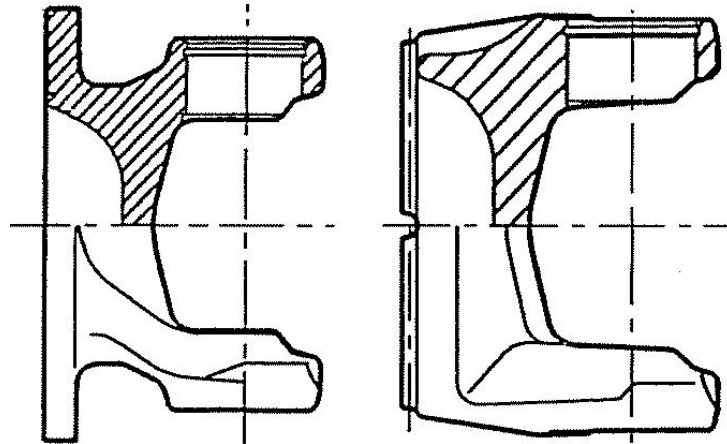
Şekil 4.4 Binek otomobillerde kardan mili bağlantı çeşitleri (Chrysler Conquest Service Manual, 1988)

Orta ve ağır ticari araç gruplarında kullanılan kardan millerinin genel konstrüksiyonu Şekil 4.5’de gösterilmektedir. Kardan mili, çatallı flanş, istavroz, çatallı kayıcı mil, kayıcı kovan, koruyucu kılıf, dikişli boru ve tüp çatal adı verilen altı adet birim parçadan oluşmaktadır.

Bu gruptaki kardan milleri, vites kutusu ve diferansiyel bağlantı flanşlarına, çatallı flanş (Şekil 4.6 ve Şekil 4.7) adı verilen parçanın cıvata ile sabitlenmesi yöntemiyle bağlanmaktadır



Şekil 4.5 Orta ve ağır ticari araçlarda kullanılan kardan millerinin genel konstrüksiyonu (Tirsan Kardan, 2005)

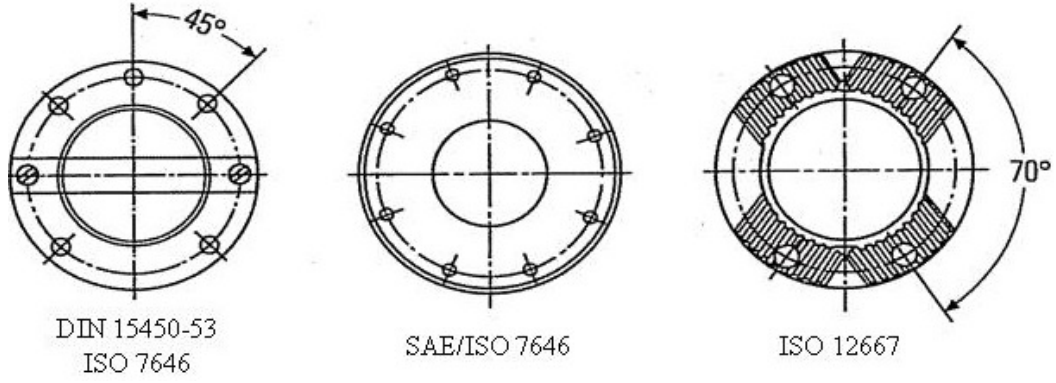


Şekil 4.6 Çatallı flanş (Thoss, Schmelz, Aucktor, 2006, s.251)

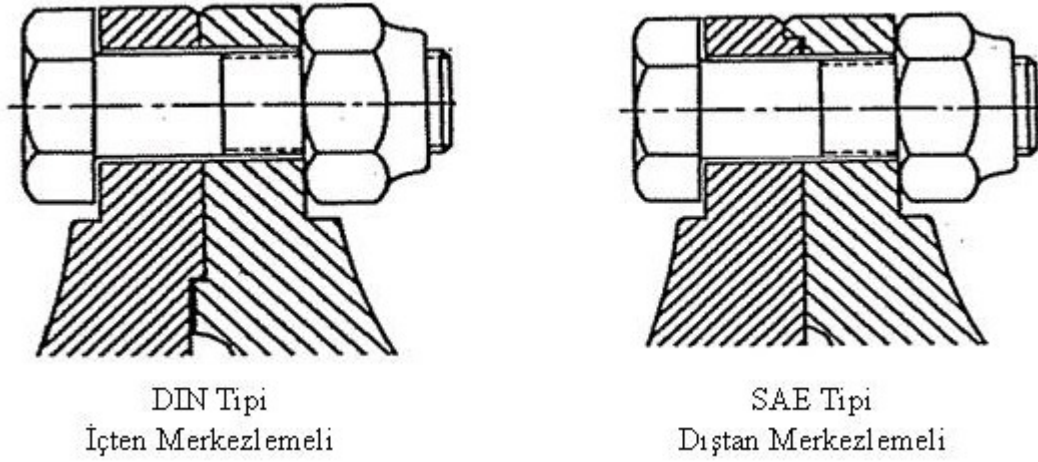
Pratikte mafsallıklarının rahat ayarlanabilmesine, boşlukların kontrol altında tutulabilmesine, kardan mili merkezlemesinin dönme merkezine göre iyi yapılabilmesine ve yüksek dengeleme kalitesinin ulaşılabilmesine olanak sağlaması nedeniyle çatallı flanş bağlantıları tercih edilmektedir.



Kardan millerinde kullanılmakta olan çatallı flanş bağlantı varyasyonları Şekil 4.7’de, cıvata bağlantı detayları ise Şekil 4.8’de verilmiştir.



Şekil 4.7 Çatallı flanş bağlantı varyasyonları (Thoss, Schmelz, Auctor, 2006, s. 252)



Şekil 4.8 Çatallı flanş cıvata bağlantı detayları (Thoss, Schmelz, Auctor, 2006, s.252)

## 4.6 Kardan Mili Doğrulama Testleri

Komple kardan mili, kardan mafsalının, kardan miline ait alt komplelerin ve kardan mili birim parçalarının fonksiyonelliğinin ve dayanıklılığının değerlendirilmesi için test edilmektedir. Laboratuvar ve saha testleri, kardan milinin araç uygulamasına özel, gerçek koşullardaki görevini yerine getirip getiremeyeceğinin belirlenmesi açısından önem taşımaktadır. Testler genellikle gerçek durumları yansıtacak şekilde tasarlanır ve uygulanır (SAE, 1991).

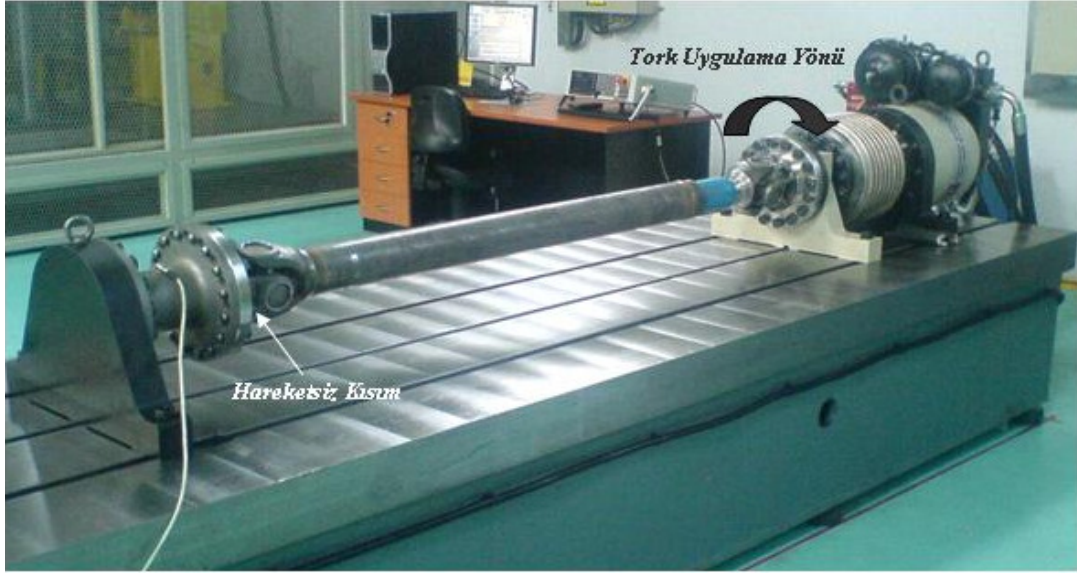
Test edilmesi planlanan kardan milinin özellikleri, bütünlüğü, kontrolü ve birim parçalarının fiziksel ve mekanik özelliklerinin kontrol altında tutulması yapılacak olan testin sonuçlarının değerlendirilmesi açısından çok önemlidir. Bu nedenle test gerçekleştirilmeden önce test numunesinin fiziksel ve mekanik özellikleri ile beraber ölçülerindeki değişkenliklerde dikkatli bir şekilde gözden geçirilmelidir. Test sonrası yapılacak boyutsal, fonksiyonel ve görsel incelemeden sonra her bir birim parçanın tahribatlı ve/veya tahribatsız olarak incelenmesinde fayda bulunmaktadır (SAE, 1991).

Her ne kadar laboratuvar testleri, kardan milinin gerçek çalışma koşullarını simüle edecek şekilde tasarlanmaya çalışılsa da ekonomik nedenler dolayısıyla tüm koşulların laboratuvar koşullarında canlandırılmasına imkân yoktur. Bu bağlamda kardan milinin gerçek performansı, gerçek çalışma koşullarını birebir yansıtan saha testleri ile görülebilmektedir (SAE, 1991).

### 4.6.1 Statik Torsiyon Testi

Statik torsiyon testinde kardan mili bir taraftan sabitlenirken diğer taraftan döndürme momenti (tork) belli bir hız ile kardan mili alt kompleleri ya da birim parçaları hasar görünceye kadar uygulanır (Şekil 4.9). Test tamamlandıktan sonra kardan milinin elastik akma sınırı ve kırılma noktaları belirlenir. Birçok statik torsiyon test cihazında tork uygulama hızı ( $^{\circ}/dk$ ) ayarlanabilmekte ve test raporları

grafiksel olarak (apsis: döndürme momenti, ordinat: açısai deformasyon) alınabilmektedir

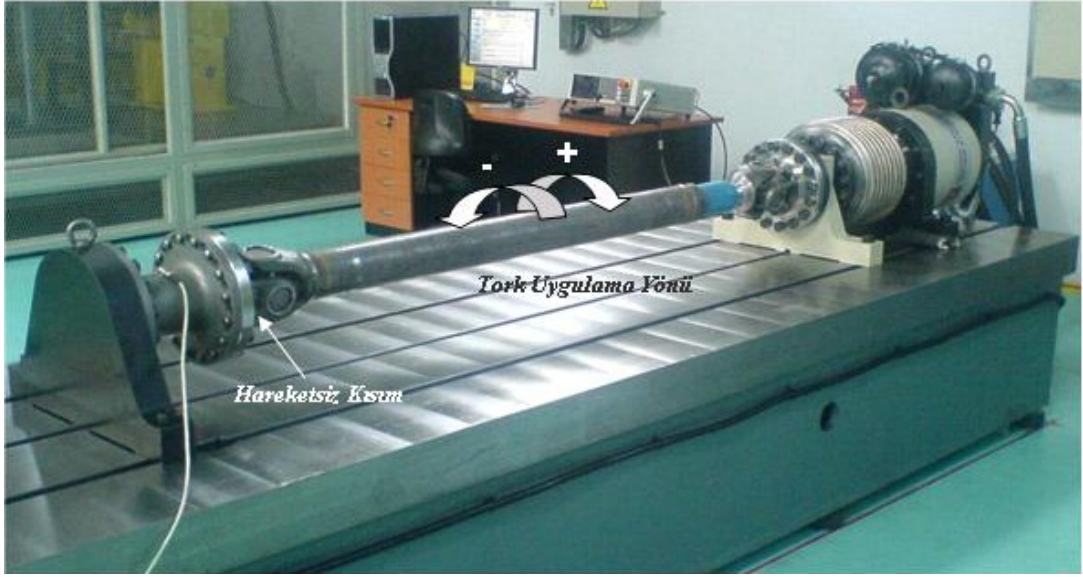


Şekil 4.9. Statik torsiyon test cihazı (Tirsan Kardan A.Ş., 2009)

#### **4.6.2 Torsiyonel Yorulma Testi**

Kardan milleri ve birim parçaları, gerçek çalışma koşullarında değişken büyüklükte ve doğrultuda tekrar eden torsiyonel yüklemelere maruz kalmaktadır. Uygulamaya bağlı olarak torsiyonel yüklemeler tek yönlü (sıfır-maksimum yükleme), tam değişken ya da ortalama yüke ilave değişken yükleme şeklinde ortaya çıkabilmektedir (SAE, 1991).

Torsiyonel yorulma testi, gerçek yükleme koşullarını simüle edecek şekilde yapılabilmektedir. Kardan mili, statik torsiyon testine benzer şekilde bir taraftan sabitlenir ve diğer taraftan ise uygulamaya bağlı olarak yükleme yapılır (Şekil 4.10). Ancak çoğunlukla yükleme tam değişken yapılmaktadır. Yorulma testlerinde gerçek yükleme değerlerinin kullanılması tavsiye edilmektir ancak yükleme değerleri bulunmuyor ise kardan milinin ve birim parçalarının yorulma ömürlerini belirlemek için test sonuçları S-N eğrileri, Weibull analizi ya da Goodman eğrileri yardımıyla yorumlanır (SAE, 1991).

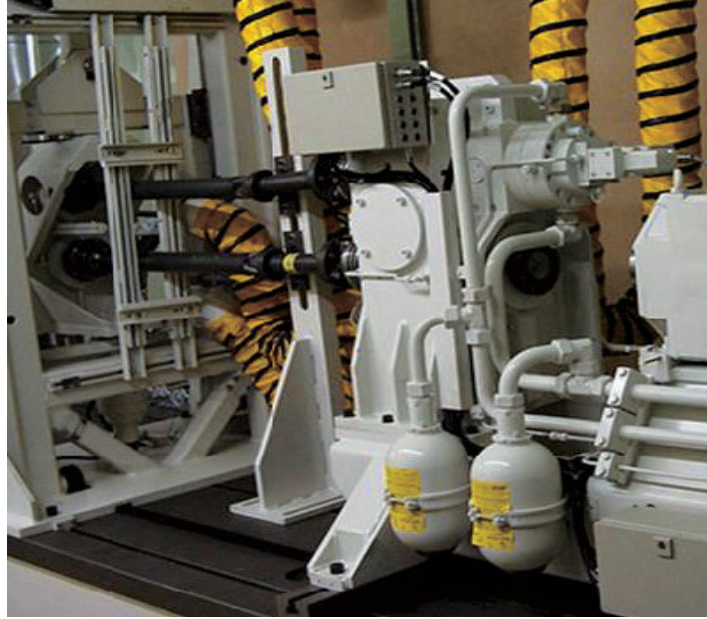


Şekil 4.10 Torsiyonel yorulma test cihazı, (Tirsan Kardan A.Ş., 2009)

#### 4.6.3 “4 Square” Dayanıklılık Testi

Kardan milini oluşturan birim parçaların tümünün gerçek uygulama ve çalışma koşullarında test edilmesi ekonomik nedenlerden dolayı her zaman mümkün olmamaktadır. Özellikle mafsallar üzerinde bulunan masuralı istavroz rulmanlarının aşınma karakterlerinin ve yorulma ömürlerinin belirlenebilmesi için kardan milinin sabit açıda, döndürme momentinde ve sabit devirde ya da değişken açıda, döndürme momentinde ve sabit devirde test edilmesi gerekmektedir (SAE, 1991).

Yukarıda bahsedilen test, 4 square dayanıklılık test cihazı (Şekil 4.11) ile yapılabilmektedir. Bu test cihazında aynı anda 4 adet kardan mili test edilebilmektedir. Olası hasarların engellenebilmesi için kardan mili birim parçalarının ve alt komplelerinin tork taşıma kapasitelerinin test öncesi tam olarak belirlenmiş olması gerekmektedir. Test gerçekleştirilirken saha testleri sırasında toplanan veriler kullanılarak ortaya çıkarılan devir, açı ve tork değerleri kullanılmaktadır. Bu noktada çevresel koşullar haricinde gerçek koşulların tümü simüle edilmiş olmaktadır. Ancak test sonuçlarının güvenilirliği saha testleri sırasında toplanan test verisinin doğruluğu ile doğru orantılı ortaya çıkmaktadır (SAE, 1991).



Şekil 4.11 “4 Square” Dayanıklılık test cihazı (Renk Systeme)

#### ***4.6.4 Çamur Banyosu ve Sıcak-Soğuk Kabin Testleri***

Gerçek saha koşullarında, kardan mili elverişsiz ve ekstrem çevresel etkilere maruz kalmaktadır. Kardan mili için hayati önem taşıyan istavroz, kayıcı takım gibi birim parçaların her türlü çevresel koşul altında görevlerini yerine getirip getiremediğini çamur banyosu (Şekil 4.12) ve sıcak – soğuk kabin (Şekil 4.13) testleri ile görmek mümkün olmaktadır (SAE, 1991).

Özellikle kardan mili üzerindeki sızdırmazlık elemanlarının her türlü çevre koşullarındaki performansı ancak çamur banyosu ve sıcak-soğuk kabin testleri yardımıyla belirlenebilmektedir. Testi gerçekleştirmek için ihtiyaç duyulan bilgilerin tümü gerçek uygulama koşullarından alınmaktadır (SAE, 1991).

Test ortamının hazırlanması ve kontrol edilmesi için çok ciddi bilgi birikimine ihtiyaç duyulmaktadır. Örneğin, kardan mili sıcak ve korozyif bir ortamda çalışıyorsa, test ortamı ve şartları da bu ortama göre hazırlanmalıdır. Ortamın gerçek etkilerinin görülebilmesi için kardan mili belirli bir devirde ve açıda bu tip bir ortamı simüle edebilecek kapalı bir kabin içinde test edilmeli ve sonuçlar gözlemlenmelidir (SAE, 1991).



Şekil 5.12 Çamur test cihazı



Şekil 5.13 Klimatik kabin (<http://www.ifa-gruppe.de/>)

## BÖLÜM BEŞ

### ÇATALLI FLANŞIN TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

#### 5.1 Giriş

Kardan millerinin, vites kutusu ve diferansiyel bağlantı flanşlarına bağlantısını sağlayan parçaya “çatallı flanş” adı verildiğini önceki bölümlerde belirtilmişti. Şekil 4.7’de belirtilen çatallı flanş bağlantı varyasyonları içinde, ISO 12667 no’lu standartta T-180 olarak belirtilen bağlantı detayına sahip çatallı flanşın geometrisi, Altair Optistruct kodları kullanılarak topoloji optimizasyonu yöntemi ile yeniden tasarlanacaktır.

Bu çalışmada ilk etapta mevcut parçanın mekanik özellikleri belirlenmiş ve ardından sonlu elemanlar ile analiz yöntemi kullanılarak Von Mises gerilme, şekil değiştirme ve kompians değerleri tespit edilmiştir.

Bir sonraki aşamada piyasada bulunan benzer bir ürün, bilgisayar destekli tasarım yöntemleri kullanılarak modellenmiş ve sonlu elemanlar ile analiz yöntemleri kullanılarak Von Mises gerilme, şekil değiştirme ve kompians değerleri tespit edilmiştir.

Son olarak her iki modelin analizlerinden elde edilen veriler ışığında topoloji optimizasyonu sürecinde kullanılacak analiz modeli oluşturularak tasarım değişkenleri, amaç fonksiyonu, optimizasyon kısıtları ve sınır koşulları belirlenmiştir. Optimizasyon için ihtiyaç duyulan tanımlamaların ardından Altair Optistruct kodları kullanılarak yoğunluk metodu yardımıyla optimize edilmiş ham geometriye ulaşılmıştır.

Ham geometri yine Altair Optistruct yazılımı içinde bulunan OSSmooth algoritması aracılığı ile bilgisayar destekli tasarım programları tarafından kullanılabilir yüzeylere çevrilmiştir. Elde edilen bu veriden hareket ile çatallı flanşa ait yeni geometri imalat kısıtları göz önünde bulundurularak türetilmiştir.

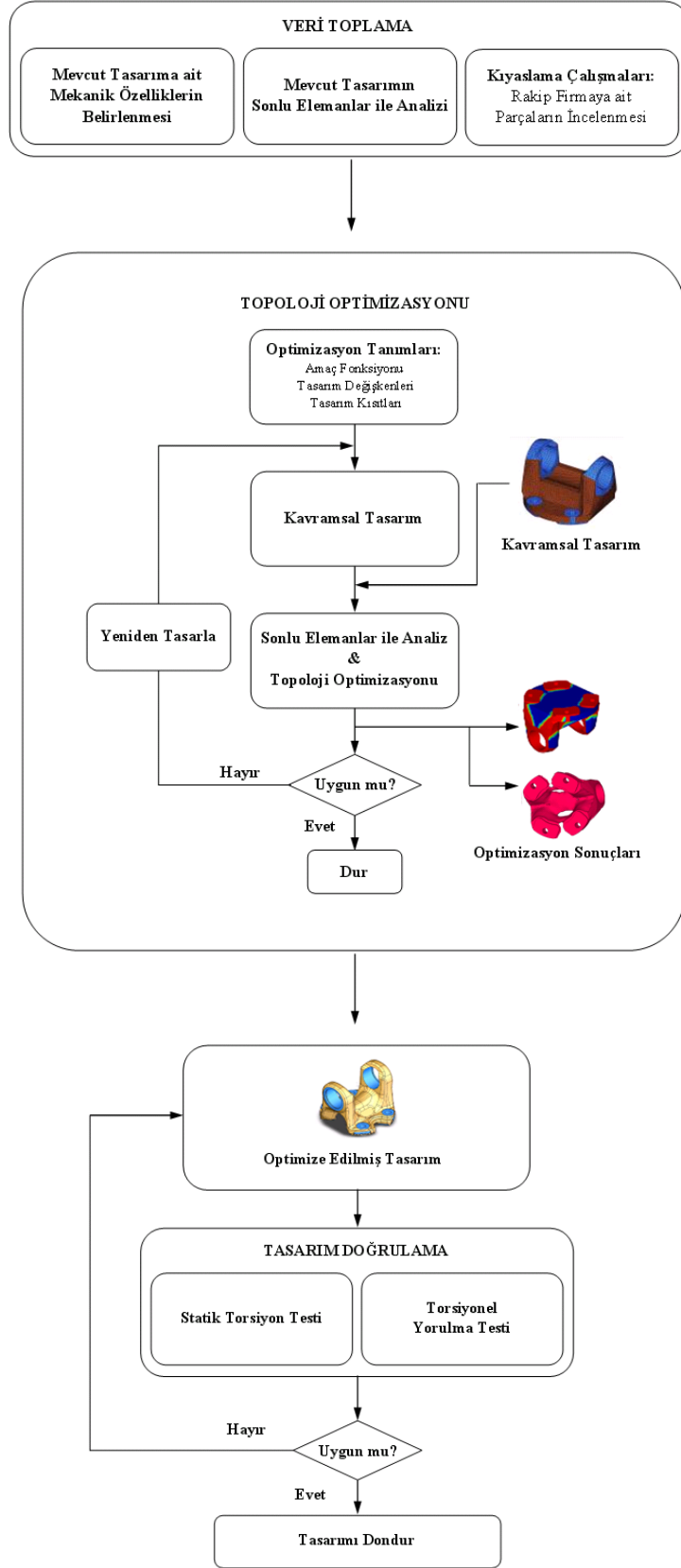
Çatallı flanşa ait yeni geometrinin tanımlanmasının ardından ilk aşamalarda yürütülen sonlu elemanlar ile analiz çalışmaları Von Mises gerilme, şekil değiştirme ve komplians değerlerinin belirlenebilmesi için tekrarlanmıştır. Ortaya çıkan değerler önceki sonuçlar ile karşılaştırılarak tasarıma son hali verilmiştir. Bunu takiben çatallı flanşa ait geometrinin sıcak dövme yöntemi ile üretimine geçilmiştir.

Topolojik olarak optimize edilmiş geometriye sahip çatallı flanşların üretiminin tamamlanmasını ardından, doğrulama testlerine geçilmiş ve dört adet statik torsiyon, 4 adet torsiyonel yorulma testi yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan geometrinin testleri başarı ile geçmesinin ardından tasarım dondurulmuştur. Yukarıda özetlenen çalışmada izlenen akış Şekil 5.1’de özetlenmiştir.

## **5.2 Mevcut Parçaya Ait Mekanik Özelliklerin Belirlenmesi**

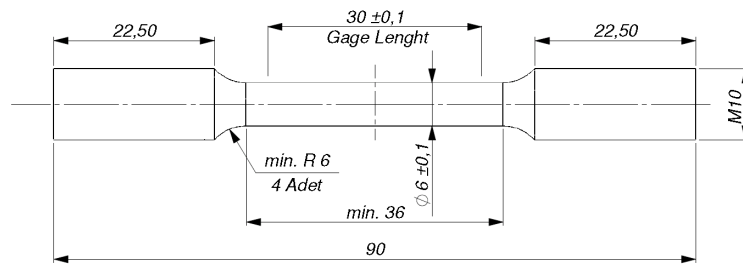
Çatallı flanş bağlantı parçası, sıcak dövme yöntemi ile SAE 1141 mikro alaşımlı çelikten üretilen bir kardan mili parçasıdır. Dövme öncesi ham çeliğe ait mekanik özelliklerin tasarım sürecinde kullanılması, sıcak dövme yönteminin parçanın mekanik özellikleri üzerinde yaratacağı pozitif etkileri tam olarak yansıtmayacağı için tercih edilmemektedir. Topoloji optimizasyonu öncesi, optimizasyonu yapılacak dövme parçanın mekanik özelliklerinin belirlenebilmesi için mevcut çatallı flanş dövmesine benzer farklı bir parça üzerinden, dövme yönüne dik şekilde çekme çubuğu numuneleri çıkartılmıştır. Sıcak dövme sonrası, çatallı flanş parçasının içinde oluşan lif yapıdaki sıkışmadan kaynaklanan olası mukavemet değişkenliklerinin gözlemlenebilmesi ancak bu yöntem ile mümkün olabilmektedir. Konu parçaya ait çekme mukavemetinin belirlenmesinde sertlik taraması yöntemi de kullanılabilen ancak bu yöntem ile malzemeye ait mukavemet değerleri yaklaşık olarak belirlenebilmektedir.





Şekil 5.1 Çatallı flanş tasarım akış şeması

Çekme çubukları, çatalı flanşa benzer parça üzerinden talaşlı imalat yöntemleri ile ASTM E-8m standardında dövme parçalar için belirtilen standart numune ölçülerine uygun olarak çıkarılmıştır. Aynı çekme çubuğu çatalı flanş parçası üzerinden çıkarılmak istenseydi, çatalı flanş üzerinde standart çekme çubuğu boyutlarına uygun bölge bulunmadığı için ASTM E-8m standardında belirtilen standart çekme çubuğu boyutlarına göre orantılanarak küçültülmüş çekme çubuğu boyutları kullanılması gerekecek ve Şekil 5.2’de belirtilen ölçülere göre çekme çubuğu çıkarılacaktı.



Şekil 5.2 Çekme çubuğu ölçüleri (ASTM E 8m)

5 ton çekme kapasitesine sahip universal test cihazı ile  $\sim 25^{\circ}\text{C}$  ortam sıcaklığında yapılan çekme testine ait sonuçlar Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 5.1 Mevcut parçanın mekanik özellikleri

Numune Tanımı		Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)	Kopma Uzaması ( % )
Dövme Yönüne Dik	1 . numune	742	888	11,5
	2 . numune	695	887	11,5

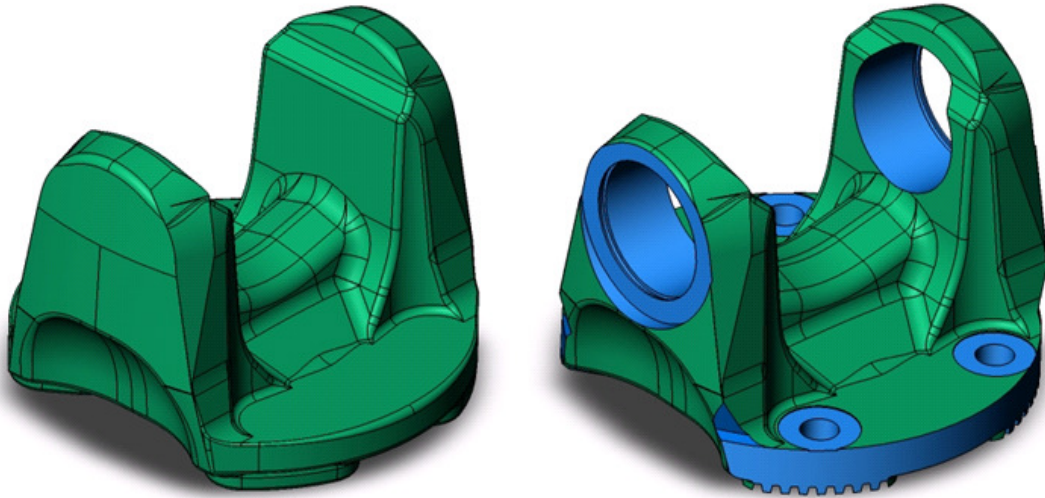
Analizi yapılacak SAE 1141 mikro alaşımlı çeliğin Young modülü, Poisson oranı ve öz kütlesi gibi mekanik özellikleri Tablo 5.2’de verilmiştir.

Tablo 5.2 "C 45 E" ıslah çeliđinin mekanik zellikleri

Malzeme	Young Modülü (MPa)	Poisson Oranı	zktle (kg/m <sup>3</sup> )
SAE 1141	210.000	0,3	7.850

### 5.3 Mevcut Tasarımın Sonlu Elemanlar ile Analizi

atallı flanş parçası, topoloji optimizasyonu yardımıyla yeniden tasarlanmadan önce mevcut tasarımın durumunun tespiti ve potansiyel kütle çıkarma bölgelerinin belirlenmesi amacıyla, sonlu elemanlar ile statik analize tabi tutulmuştur. Mevcut tasarıma ait üç boyutlu model SolidWorks 2003 yazılımı yardımıyla hazırlanmıştır (Şekil 5.3).

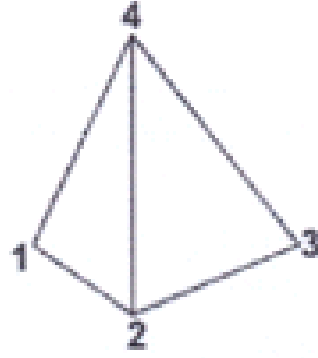


Şekil 5.3 Mevcut tasarıma ait üç boyutlu model (Soldaki: Dövme modeli. Sağdaki: Talaşlı imalat sonrası ortaya çıkan geometri)

Şekil 5.3'de görülen model iki düzlemde simetriye sahip olduğu için modelin 1/4', Altair HyperMesh modülüne alınarak, ađ yapının kalitesini bozabilecek yüzeylerden ve kenarlarda arındırılmıştır. Ađ yapının yoğunlaştırılması istenen bölgelere kenar ilaveleri yapılmıştır.

Geometrinin iyileştirilmesinin ve modelin bütün haline getirilmesinin ardından üç boyutlu model, eleman büyüklüğü 1 mm olan 4 adet düğüm noktasına sahip

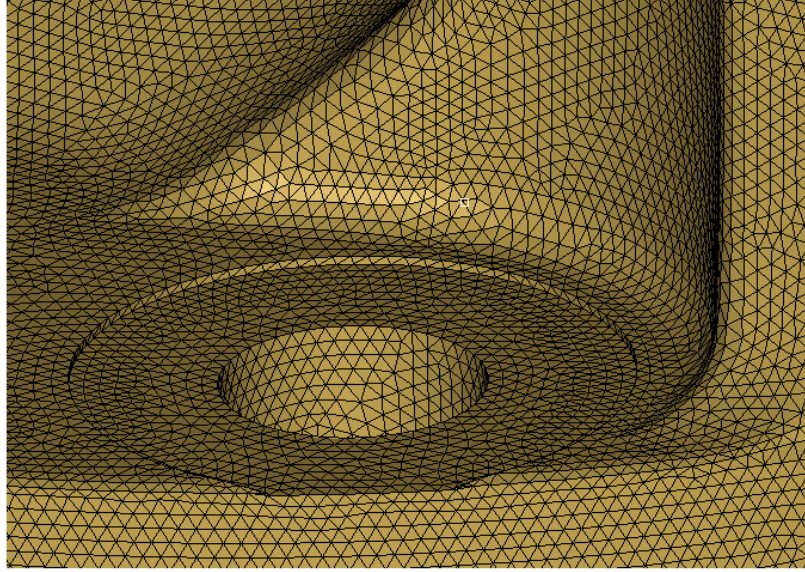
(Şekil 5.4) 1.344.304 adet CTETRA elemana bölünmüş ve ağ yapı (mesh) oluşturulmuştur. CTETRA elemanlardan oluşan ağ yapıda, 289.912 adet düğüm noktası (node) bulunmaktadır (Şekil 5.5 ve Şekil 5.6)



Şekil 5.4 CTETRA yapısal ağ elemanı

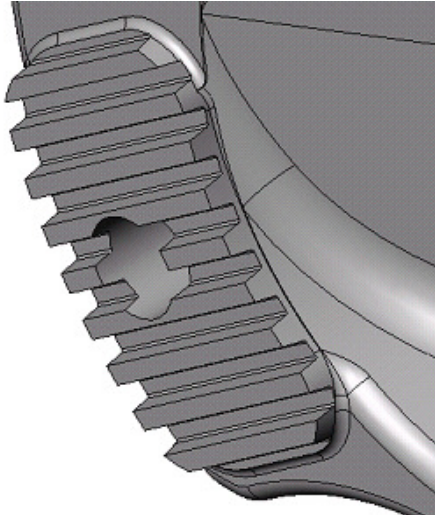


Şekil 5.5 Mevcut tasarıma ait ağ yapı (CTETRA\_1.344.304 adet eleman)



Şekil 5.6 Bağlantı deliği bölgesindeki ağ yapı (mesh)

Çatallı flanşın sonlu elemanlara bölünmesinin ardından, çatallı flanş üzerine etki eden sınır koşulları ve yükleme noktaları, bir boyuta sahip rijit elemanlar aracılığı ile tanımlanmıştır. Kardan mili, çatallı flanş aracılığı ile vites kutusu ve diferansiyel bağlantı flanşlarına, ISO 12667 no'lu standartta belirtilen biçimde şekillendirilmiş kama kanalları ve civata ile sabitlenmektedir (Şekil 5.7).

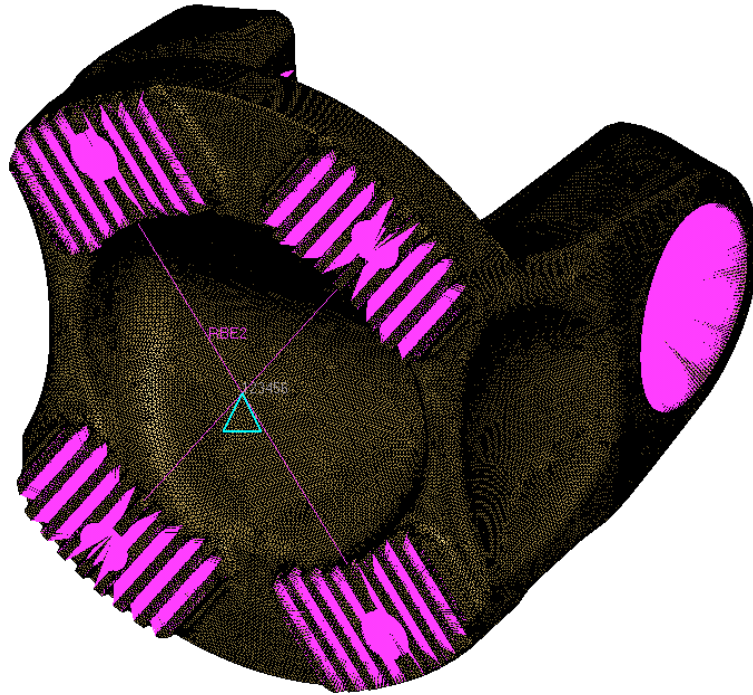


Şekil 5.7. ISO 12667 no'lu standarda göre şekillendirilmiş kama kanalları

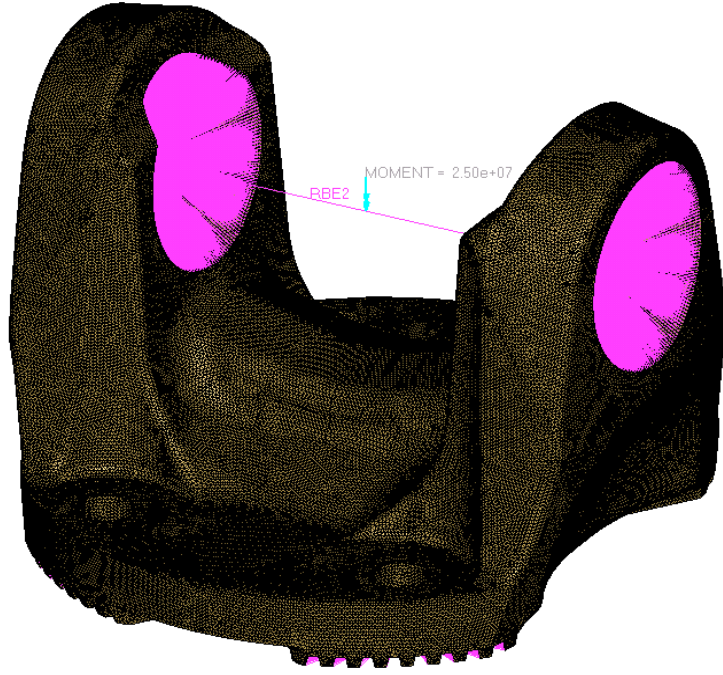
Çatallı flanş üzerindeki bu bölgedeki tüm elemanlara ait düğüm noktalarının 3 eksendeki öteleme ve dönme hareketleri (6 serbestlik derecesi) 1 boyuta sahip rijit elemanlar ile tamamıyla kısıtlanmış ve parçaya ait model bu noktalardan sabitlenmiştir (Şekil 5.8).

Kama kanalları sabitlendikten sonra istavroz rulmanlarının çakıldığı kulak delikleri üzerinde bulunan tüm elemanlara ait düğüm noktaları, 1 boyutlu rijit elemanlar ile sabitlenir. Ardından sabitlenen düğüm noktalarından, kardan milinin elastik deformasyona uğramadan fonksiyonelliğini sürdürmesi gereken torsiyonel yükleme değeri olan 25.000 Nm değerindeki döndürme momenti uygulanmıştır (Şekil 5.9).

Döndürme momenti de uygulandıktan sonra Altair Optistruct modülü ile analize hazırlanan mevcut tasarımın statik analizi yapılmıştır. Statik analizin tamamlanması, eleman yoğunluğu nedeniyle yaklaşık iki saat sürmüştür. Elde edilen sonuçlar Altair Hyperview görüntüleme modülü ile incelenmiş ve kritik bölgelerdeki gerilme ve şekil değiştirme değerleri belirlenmiştir.

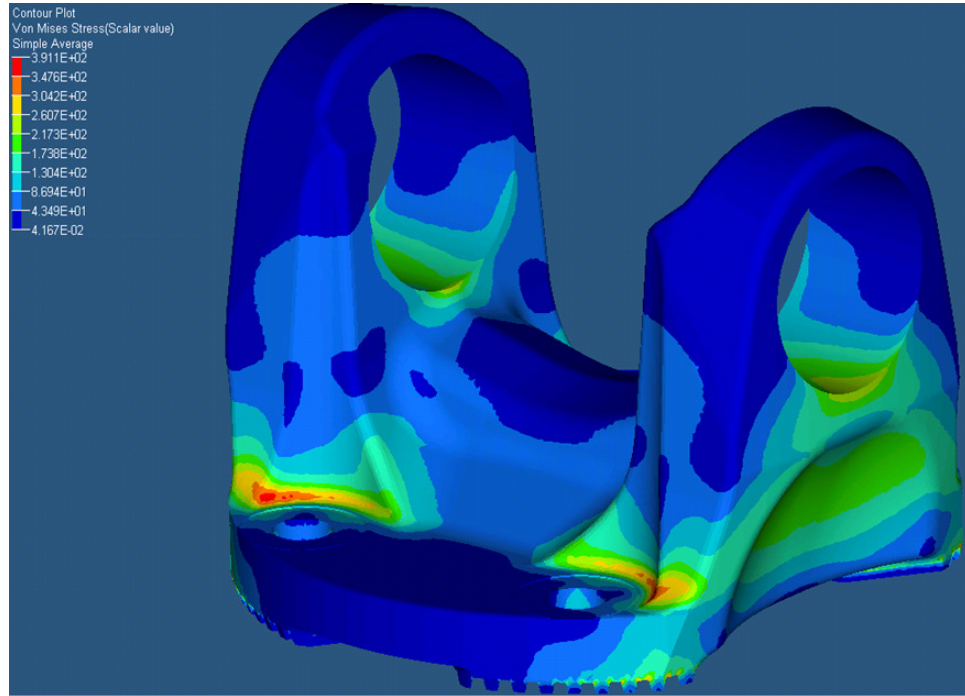


Şekil 5.8. Kama kanalları aracılığı ile modelin analiz öncesi sabitlenmesi

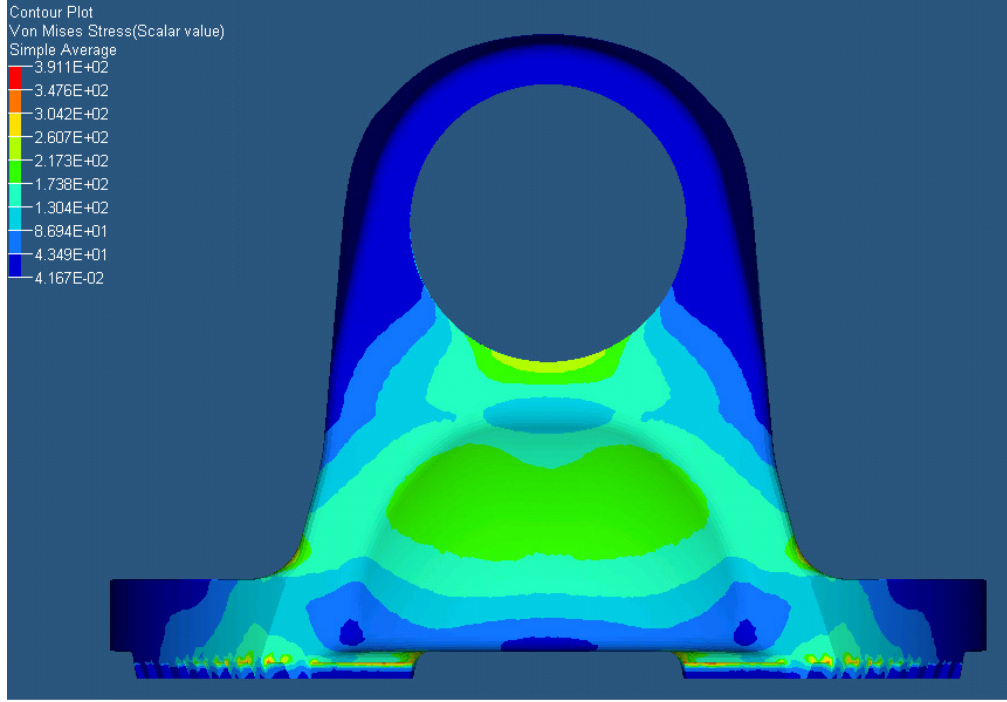


Şekil 5.9 Üç boyutlu modele döndürme momentinin uygulanması

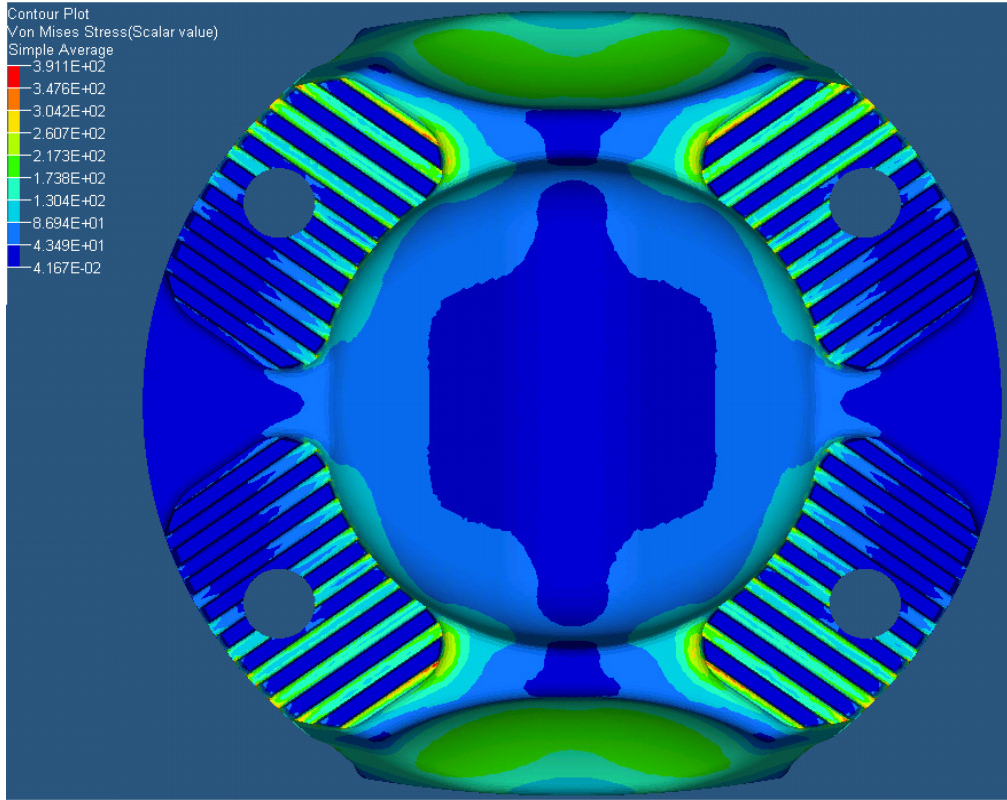
Statik analiz sonucunda, kritik bölgelerde elde edilen Von Mises gerilme değerlerinin Şekil 5.10, 5.11 ve 5.12' deki gibi ortaya çıktığı görülmüştür.



Şekil 5.10 Çatallı flanş üzerindeki Von Mises gerilme dağılımı



Şekil 5.11 Kulak altındaki ve yan federlerdeki Von Mises gerilme dağılımı

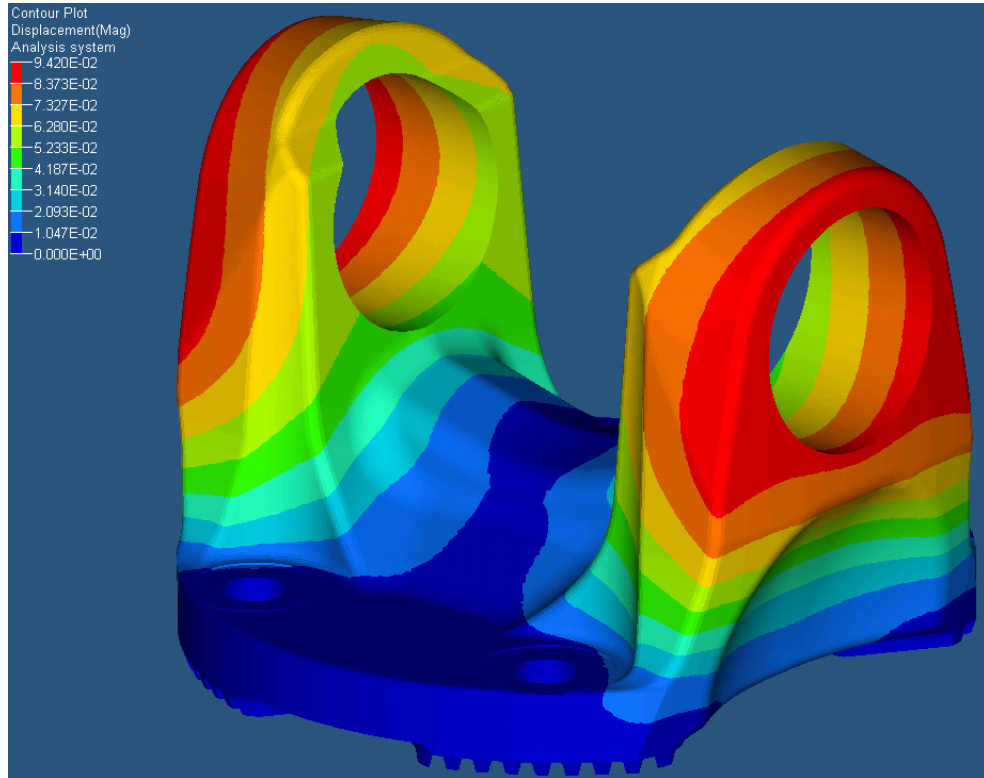


Şekil 5.12 Kama kanalları ve çevresindeki Von Mises gerilme dağılımı

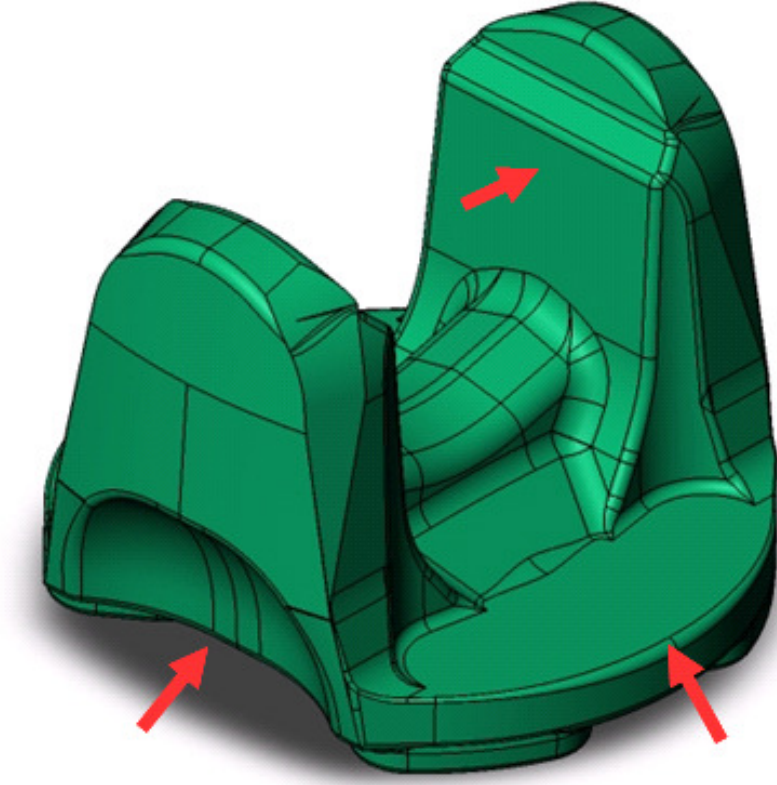


Kritik bölgelerde ortaya çıkan gerilme dağılımlarının incelenmesinin ardından çatallı flanşın, 25.000 Nm döndürme momenti altındaki şekil değiştirme miktarı ve komplians (1/dirençlik) değeri yine Altair HyperView modülü ile Şekil 5.13’de gösterildiği gibi görüntülenmiştir.

Yürütülen statik analiz çalışmaları sonucunda ortaya çıkan gerilme ve şekil değiştirme değerlerinden hareket ile çatallı flanş üzerinde bulunan potansiyel kütle çıkarma bölgeleri sıcak dövme ve talaşlı imalat yöntemleri göz önünde bulundurularak Şekil 5.14’de gösterildiği gibi belirlenmiştir. Ancak tasarıma topoloji optimizasyonu öncesi ve sonrasında son halini vermeden önce piyasada bulunan muadil bir ürünün de modellenmesi ve analizi yapılarak kıyaslama çalışmaları yapılmıştır. Muadil ürünün statik analizi sonucunda ortaya çıkan gerilme ve şekil değiştirme değerleri belirlenerek, mevcut tasarıma ait sonuçlar ile kıyaslanmıştır.



Şekil 5.13 Çatallı flanş üzerindeki şekil değişimi dağılımı



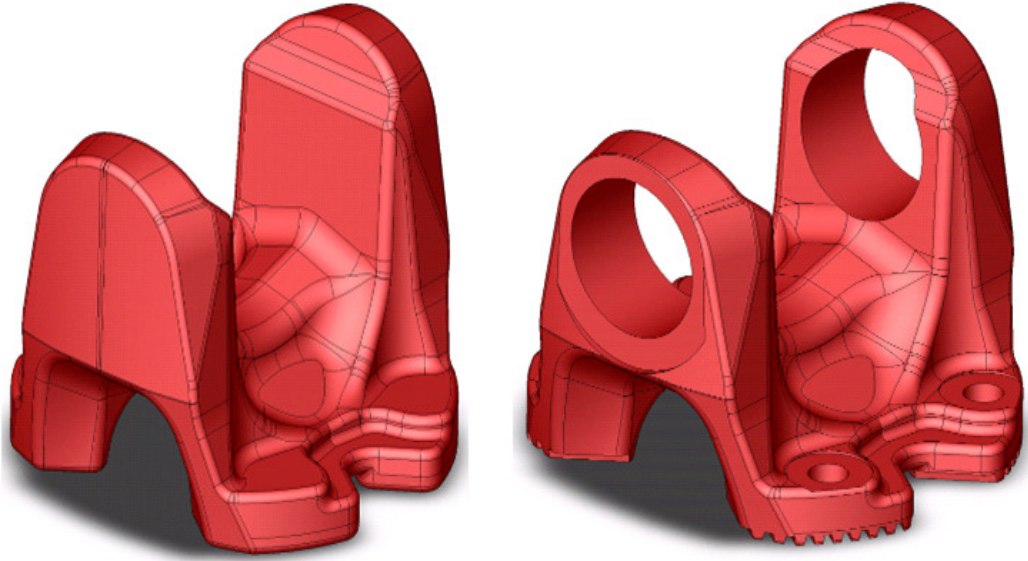
Şekil 5.14 Çatallı flanş üzerindeki potansiyel kütle çıkarma bölgeleri

#### 5.4 Kıyaslama Çalışmaları

Mevcut tasarıma ait modelleme ve analiz çalışmalarının tamamlanmasının ardından piyasada bulunan benzer bir ürün Şekil 5.15’de görüldüğü gibi üç boyutlu olarak SolidWorks 2003 yazılımı kullanılarak modellenmiştir.

Şekil 5.15’de görülen model, iki düzlemde simetriye sahip olduğu için modelin  $\frac{1}{4}$ ’ü Altair HyperMesh modülüne alınarak, ağ yapının kalitesini bozabilecek yüzeylerden ve kenarlarda arındırılmıştır. Ağ yapının yoğunlaştırılması istenen bölgelere kenar ilaveleri yapılmıştır.

Geometrinin iyileştirilmesinin ve modelin bütün haline getirilmesinin ardından üç boyutlu model, eleman büyüklüğü 1 mm olan 4 adet düğüm noktasına sahip (Şekil 5.4) 1.670.069 adet CTETRA elemana bölünmüş ve ağ yapı (mesh) oluşturulmuştur.

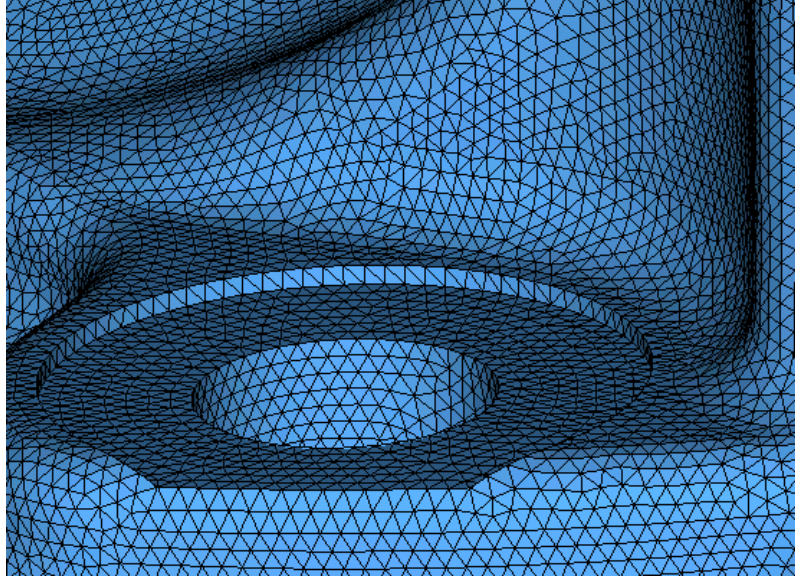


Şekil 5.15 Kıyaslama çalışmalarında kullanılan çatallı flanşa ait üç boyutlu model (Soldaki: Dövme modeli. Sağdaki: Talaşlı imalat sonrası ortaya çıkan geometri)

CTETRA elemanlardan oluşan ağ yapıda, 339.072 adet düğüm noktası (node) bulunmaktadır (Şekil 5.16-Şekil 5.17).



Şekil 5.16 Kıyaslama parçasına ait ağ yapı (CTETRA\_1.670.069 eleman)

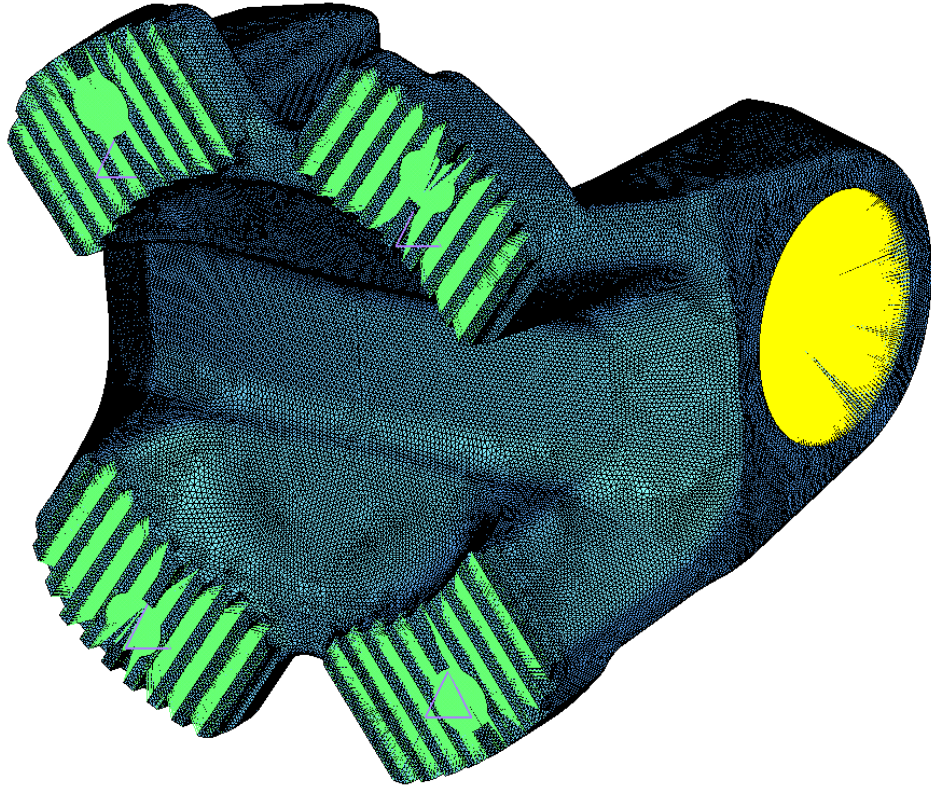


Şekil 5.17 Bağlantı deliği bölgesindeki ağ yapı (Mesh)

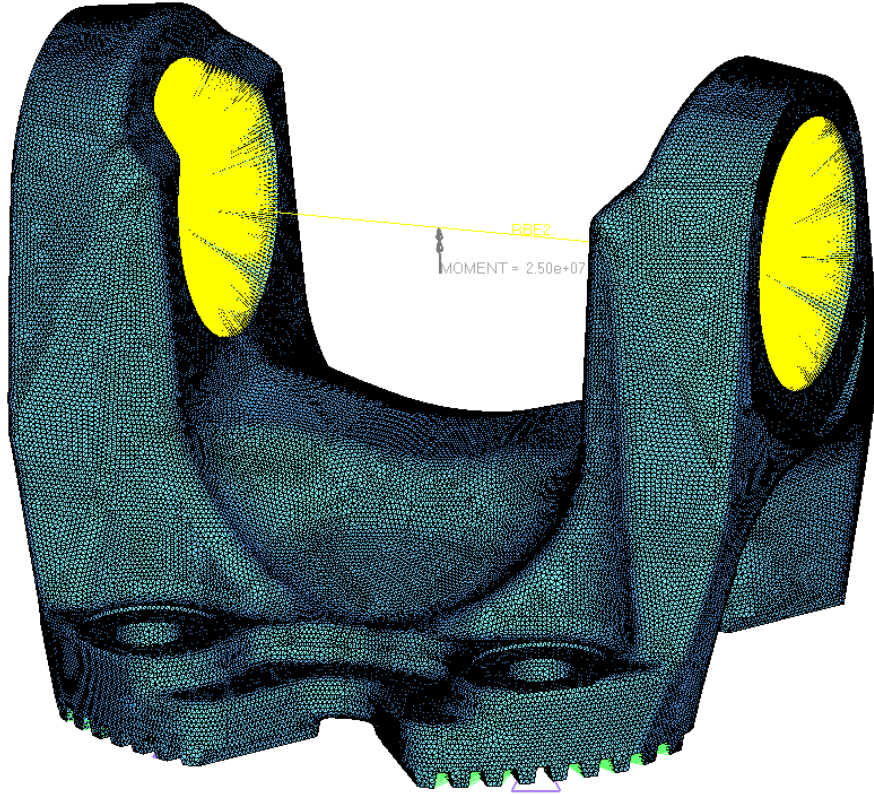
Çatallı flanşın sonlu elemanlara bölünmesinin ardından, çatallı flanş üzerine etki eden sınır koşulları ve yükleme noktaları, mevcut tasarımdaki uygulamaya benzer şekilde bir boyuta sahip rijit elemanlar aracılığı ile tanımlanmıştır.

Çatallı flanş üzerinde, ISO 12667 no'lu standarda göre şekillendirilmiş kama kanallarını oluşturan tüm elemanlara ait düğüm noktalarının 3 eksendeki öteleme ve dönme hareketleri (6 serbestlik derecesi) 1 boyutlu rijit elemanlar ile tamamıyla kısıtlanarak, model bu noktalardan sabitlenmiştir (Şekil 5.18).

Kama kanalları sabitlendikten sonra istavroz rulmanlarının çakıldığı kulak delikleri üzerinde bulunan tüm elemanlara ait düğüm noktaları, 1 boyutlu rijit elemanlar ile sabitlenir. Ardından sabitlenen düğüm noktalarından, kardan milinin elastik deformasyona uğramadan fonksiyonelliğini sürdürmesi gereken torsiyonel yükleme değeri olan 25.000 Nm değerindeki döndürme momenti uygulanmıştır (Şekil 5.19).



Şekil 5.18 Kama kanalları aracılığı ile modelin analiz öncesi sabitlenmesi

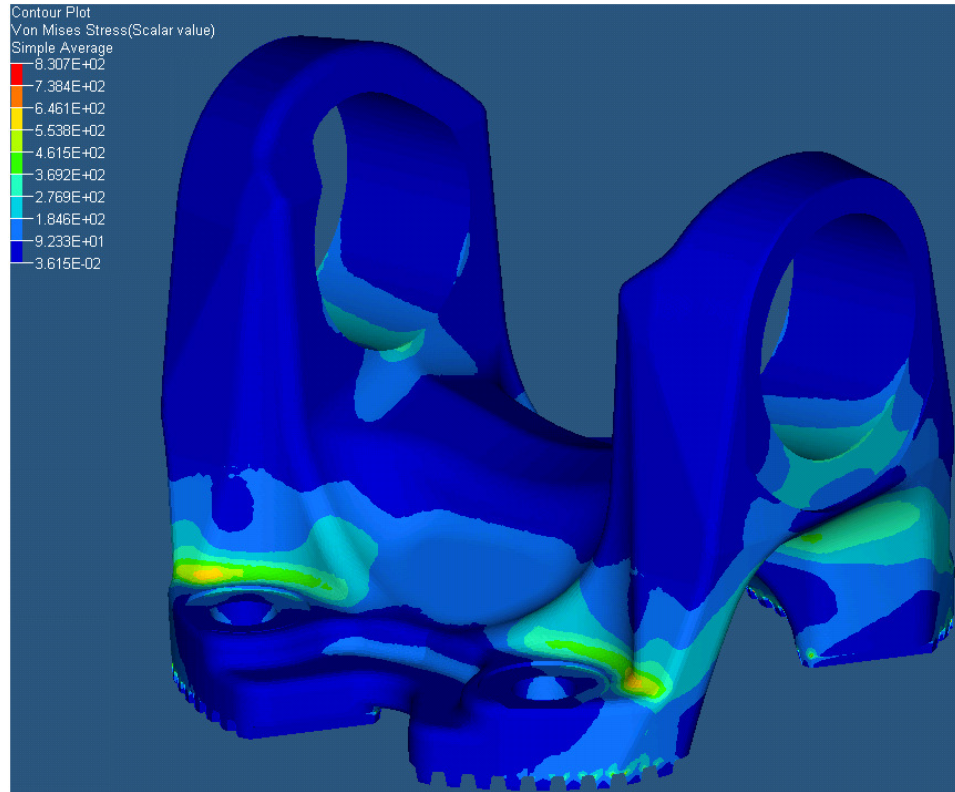


Şekil 5.19 Üç boyutlu modele döndürme momentinin uygulanması

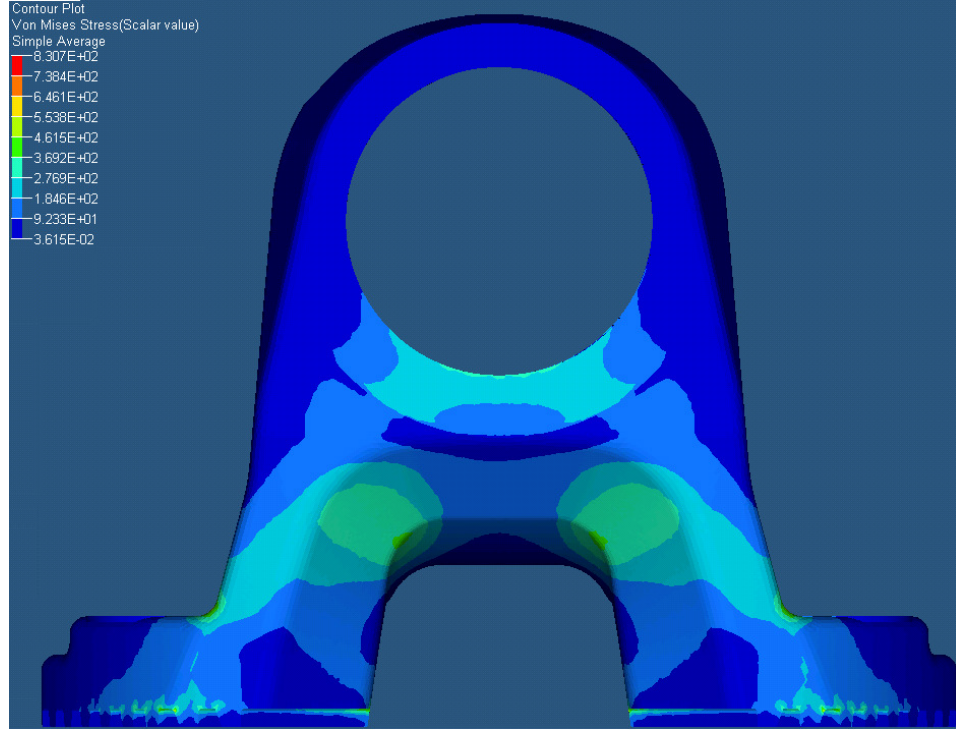
Döndürme momenti de uygulandıktan sonra Altair Optistruct modülü ile analize hazırlanan benzer ürüne ait parça tasarımının statik analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Altair Hyperview görüntüleme modülü ile incelenmiş ve kritik bölgelerdeki gerilme ve şekil değiştirme değerleri belirlenmiştir.

Statik analiz sonucunda, kritik bölgelerde elde edilen Von Mises gerilme değerlerinin Şekil 5.20, 5.21 ve 5.22' deki gibi ortaya çıktığı görülmüştür.

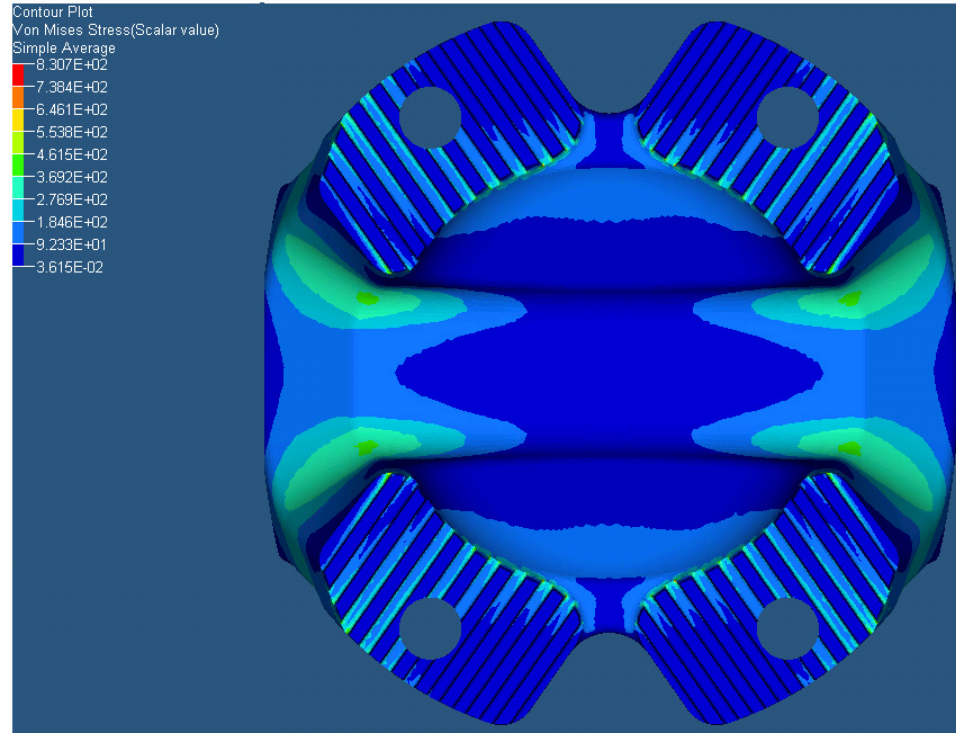
Kritik bölgelerde ortaya çıkan gerilme dağılımlarının incelenmesinin ardından çatallı flanşın, 25.000 Nm döndürme momenti altındaki şekil değiştirme miktarı ve komplians (1/dirençlik) değeri yine Altair HyperView modülü ile Şekil 5.23'de gösterildiği gibi görüntülenmiştir.



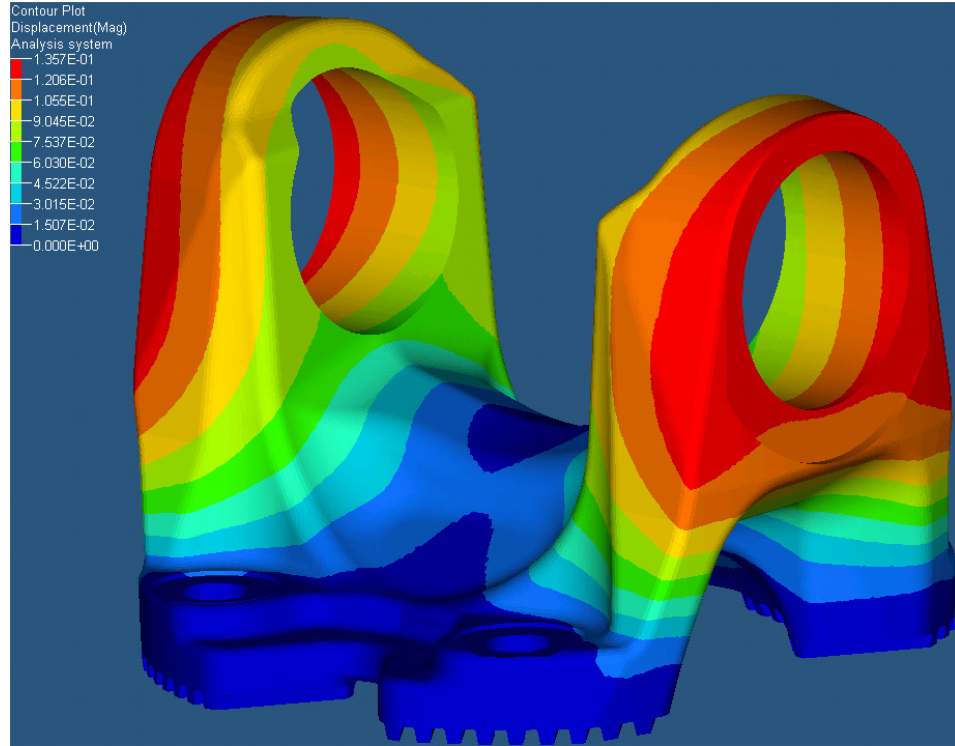
Şekil 5.20 Statik analiz sonrası çatallı flanş üzerindeki Von Mises gerilme dağılımı



Şekil 5.21 Kulak altındaki ve yan federlerdeki Von Mises gerilme dağılımı



Şekil 5.22 Kama kanalları ve çevresindeki Von Mises gerilme dağılımı



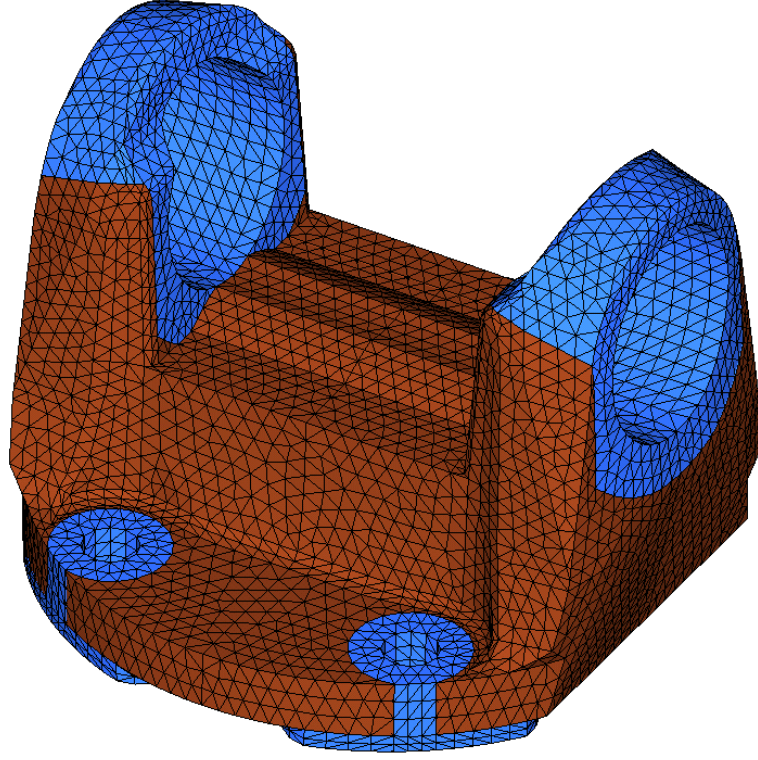
Şekil 5.23 Çatallı flanş üzerindeki şekil değişimi dağılımı

## 5.5 Topoloji Optimizasyonu

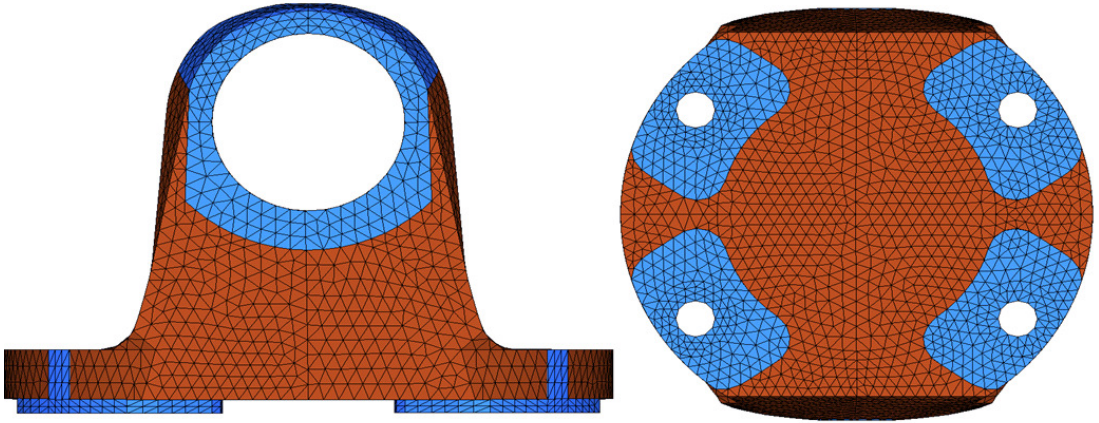
Mevcut ve benzer ürünlere ait çatallı flanş tasarımlarının incelenmesinin ardından belirlenen potansiyel kütle çıkarma bölgelerinden hareket ile topoloji optimizasyonu adımına geçilir. SIMP malzeme modelinin (sınırlandırma-penalization) kullanıldığı yoğunluk metodu algoritması ile topoloji optimizasyonu, Altair Optistruct modülü yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon süreci boyunca Şekil 5.24’de görülen akış takip edilmektedir.

Mevcut tasarıma ait geometri, optimizasyon işlemi için direkt olarak kullanılamaz. Optimizasyon sonrası ortaya çıkması muhtemel nümerik bazı kararsızlıkları ortadan kaldırmak için tasarım değişkenlerinin atanacağı tasarım uzayını genişletilmesi gerekmektedir. Bu nedenle mevcut tasarıma ait modelden hareket ile topoloji optimizasyonunda kullanılabilen kavramsal model yaratılır (Şekil 5.25, Şekil 5.26).

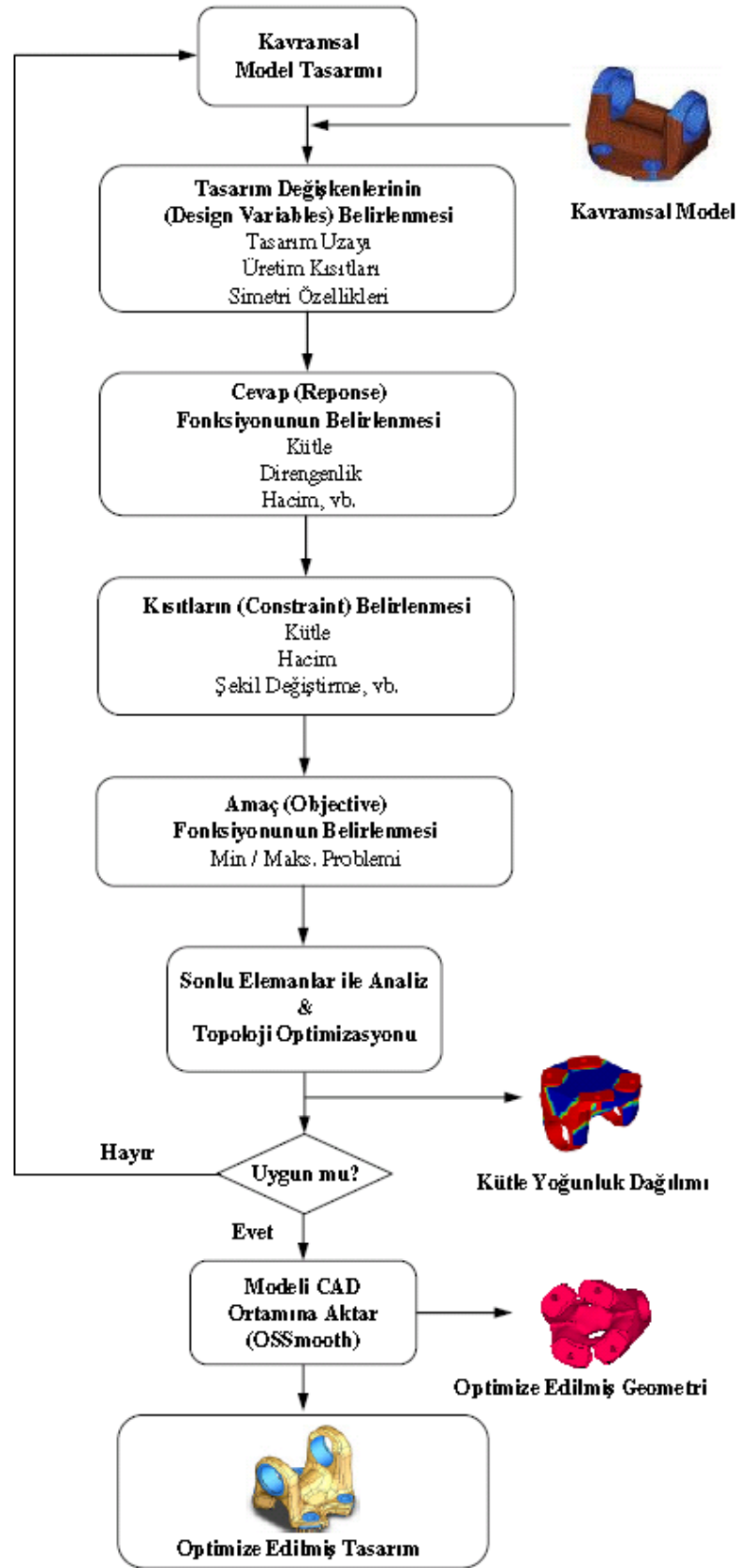




Şekil 5.25 Topoloji optimizasyonu öncesi yaratılan kavramsal model



Şekil 5.26 Topoloji optimizasyonu öncesi yaratılan kavramsal model



Şekil 5.24 Topoloji optimizasyonu iş akış şeması

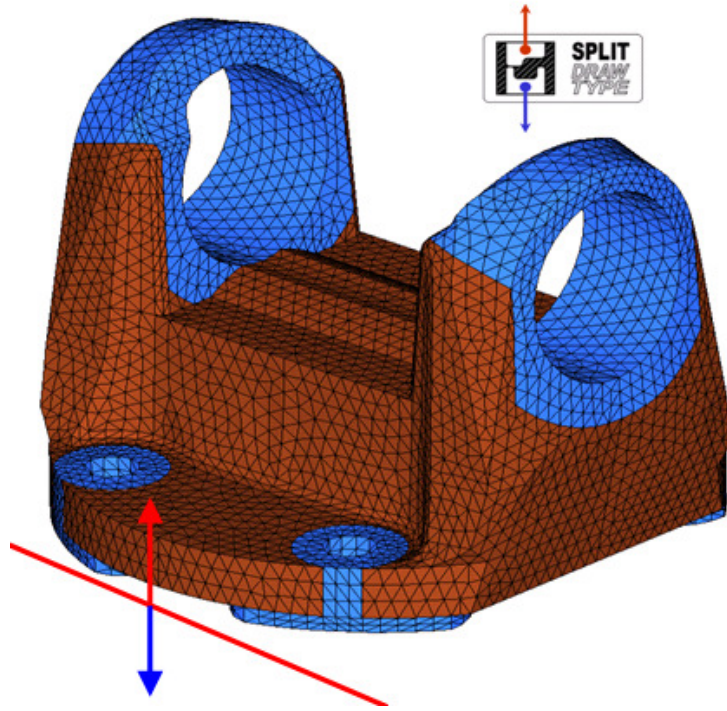
Şekil 5.25’de kahverengi olarak görünen alan, tasarım uzayı olarak nitelendirilmektedir. Tasarım uzayı, optimizasyon algoritması yardımıyla kütle çıkarımının yapılabildiği yani malzemenin hareket ettirilebildiği bölge olarak tanımlanmaktadır. Mavi renkte olan bölgelerdeki malzeme hareketleri, çatallı flanş parçasının fonksiyonelliğini, üretilebilirliğini ve monte edilebilirliğini etkilediği için topoloji optimizasyonu döngüsü dışında tutulmuştur.

Kavramsal modelin hazırlanmasından sonra optimizasyon yazılımı yardımıyla tasarım değişkeni yaratılarak, malzeme hareketlerinin izin verildiği kahve rengi ile belirlenen tasarım uzayına atanmıştır. Tasarım değişkeni yaratılırken, parçanın geometrisi nedeniyle iki düzlemde simetri ve üretim şekli nedeniyle çift taraflı kalıp ayırma yönü belirlenerek imalat kısıtları da topoloji optimizasyonuna dâhil edilmiştir (Şekil 5.28).

Tasarım değişkenlerinin ve özelliklerinin belirlenmesinin ardından optimizasyon algoritmasının kullanacağı cevap fonksiyonları tanımlanmıştır. Bu uygulamada çatallı flanşa ait toplam kütle ve toplam statik şekil değiştirme cevap (response) fonksiyonu olarak tanımlanmıştır.

Çatallı flanşın 25.000 Nm toriyonel yük altında maksimum 0,135 mm toplam statik şekil değişimine sahip olması istenmektedir. Bu nedenle cevap (reponse) fonksiyonu olarak tanımlanan toplam statik şekil değiştirme, maksimum 0,135 mm olacak şekilde kısıtlanmıştır.

Tasarım değişkenlerinin, cevap fonksiyonlarının ve kısıtların belirlenmesinin ardından topoloji optimizasyonunun amaç fonksiyonu olarak kütlemin minimizasyonu belirlenmiştir.



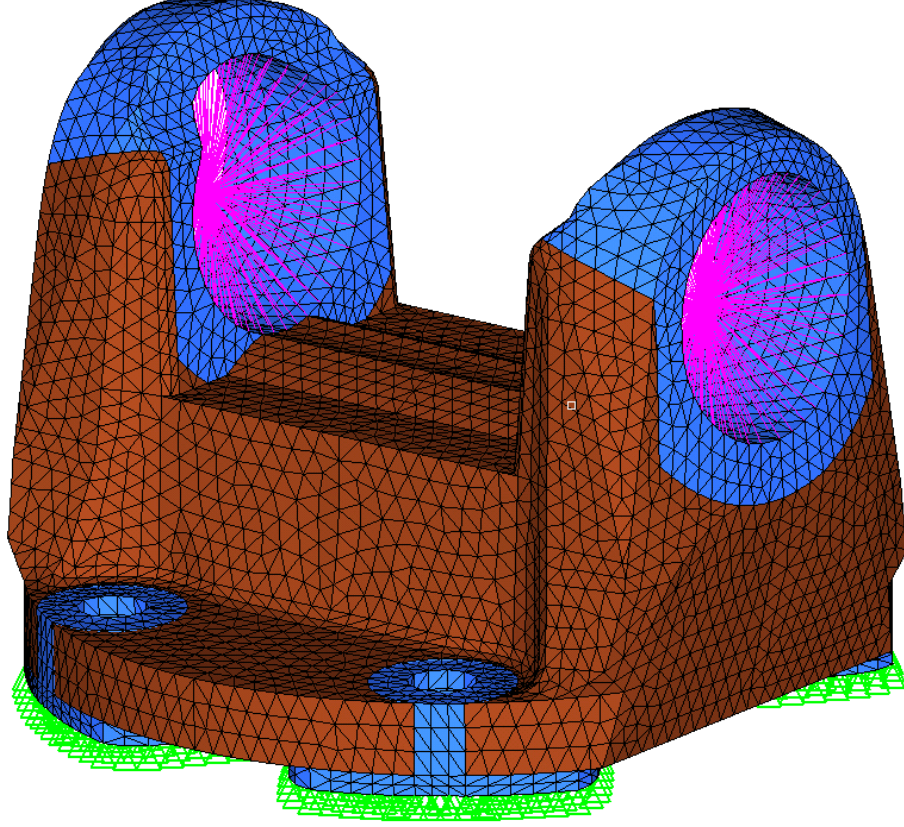
Şekil 5.28 Üretim kısıtlarının kavramsal modele atanması

Topoloji optimizasyonu ile ilgili parametrelerin tanımlanmasının ardından kavramsal model üzerinde statik analiz için ihtiyaç duyulan yükleme ve sınır koşulları tanımlanmıştır. Burada yapılan tanımlamaların tümü, topoloji optimizasyonu öncesi tamamlanan statik analizlerde yapılan tanımlamalar ile benzerlik göstermektedir.

Çatalı flanş üzerinde, ISO 12667 no'lu standarda göre şekillendirilmiş kama kanallarının bulunduğu bölgedeki tüm elemanlara ait düğüm noktalarının 3 eksendeki öteleme ve dönme hareketleri (6 serbestlik derecesi) tamamıyla kısıtlanarak, model bu noktalardan sabitlenmiştir.

Kama kanallarının bulunduğu bölgenin sabitlenmesinden sonra istavroz rulmanlarının çakıldığı kulak delikleri üzerinde bulunan tüm elemanlara ait düğüm noktaları, 1 boyutlu rijit elemanlar ile sabitlenmiştir. Ardından sabitlenen düğüm noktalarından, kardan milinin elastik deformasyona uğramadan fonksiyonelliğini sürdürmesinin beklendiği 25.000 Nm değerindeki döndürme momenti uygulanarak,

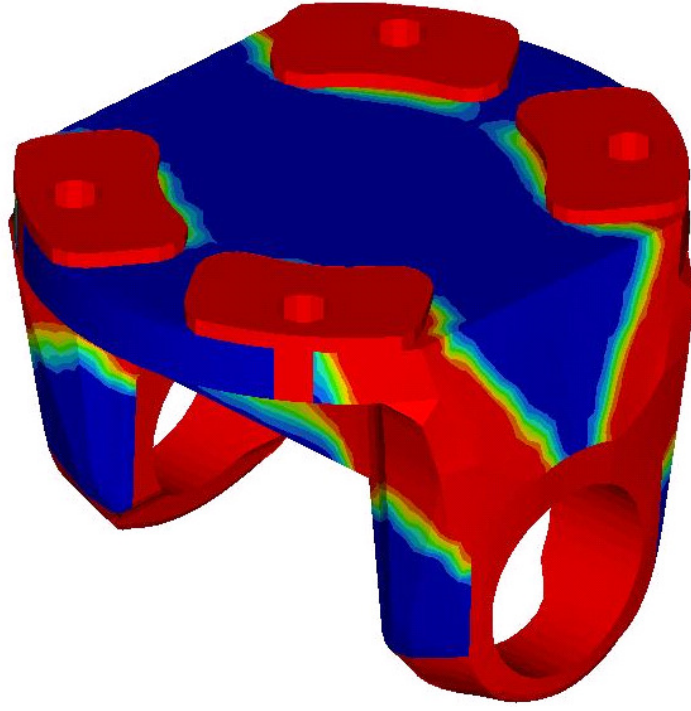
statik analiz için ihtiyaç duyulan parametrelerin tanımlanması sonlandırılmıştır (Şekil 5.29).



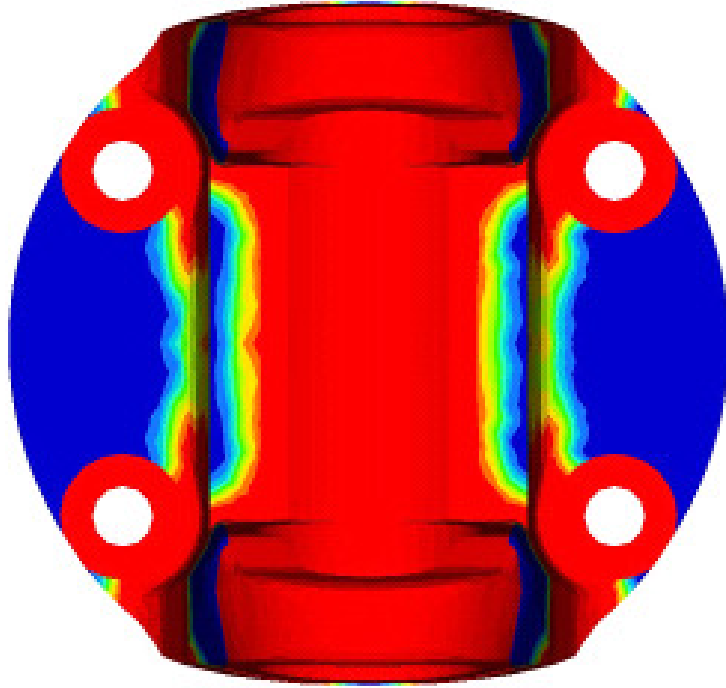
Şekil 5.29 Kavramsal model üzerindeki sınır koşullar ve yükleme noktaları

Tüm işlemler sonrasında sonlu elemanlar ile analiz ve topoloji optimizasyonu algoritması kullanılarak Altair Optistruct yazılımı ile çatallı flanşa ait optimizasyon işlemine başlanmıştır. Optimizasyon işlemi ile amaç, tanımlanan tasarım uzayına ait hacim içindeki malzemenin belirlenen sınır ve yükleme koşullarına göre optimum dağılımını bulmaktır. Ortaya çıkarılacak olan geometri, tasarım için başlangıç noktası olma niteliğini taşımaktadır.

Topoloji optimizasyonu sonucunda malzeme çıkarılması uygun bulunan ve uygun bulunmayan bölgeler Altair HyperView modülü ile görüntülenmiştir (Şekil 5.30, Şekil 5.31). Yapılan analiz sonucunda belirlenen yükleme ve sınır koşullarına göre, mavi ile gösterilen bölgelerden malzemenin çıkarılabileceği, kırmızı ile gösterilen bölgelerden ise malzemenin çıkarılamayacağı tespit edilmiştir.



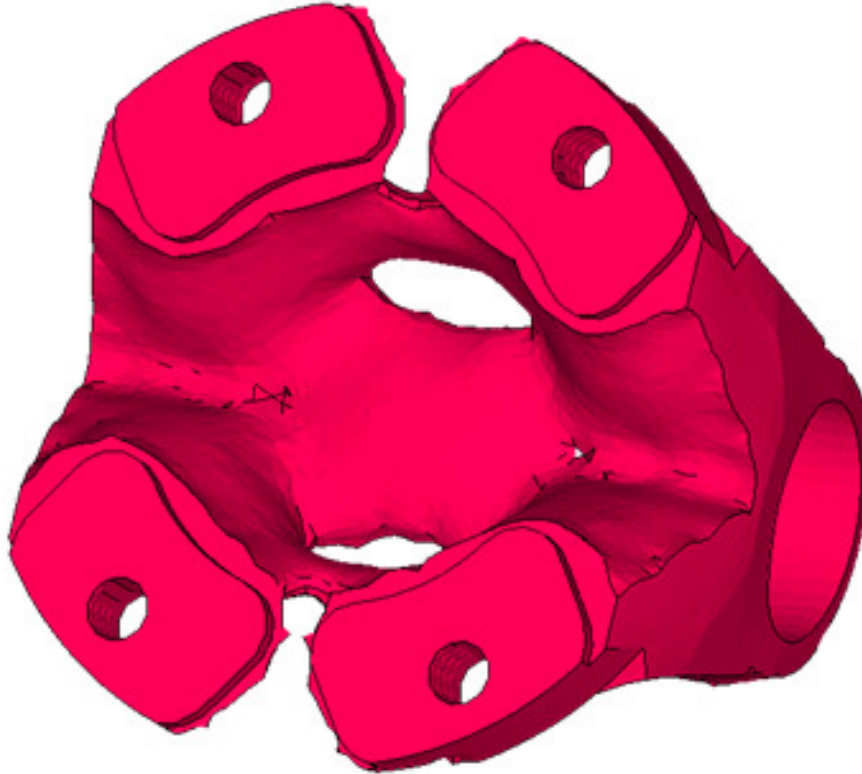
Şekil 5.30 Topoloji optimizasyonu sonucu (İsometrik görüntü)



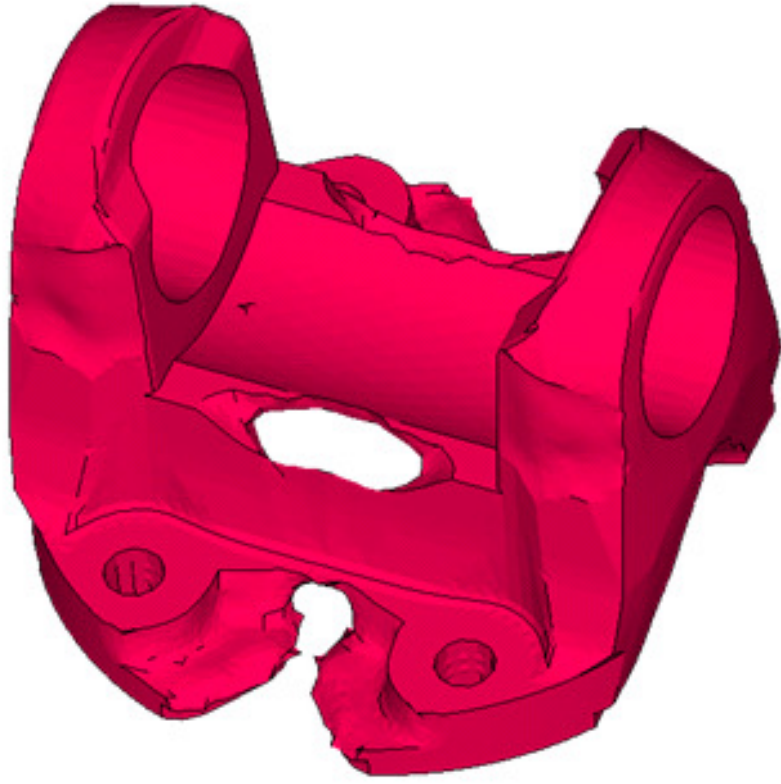
Şekil 5.31 Topoloji optimizasyonu sonucu (Üst görünüş)

Malzeme yoğunluk dağılımının belirlenmesini ardından optimizasyon sonucu ortaya çıkan geometrinin statik analizi kontrol edilerek Von Mises gerilme değerleri, şekil değiştirme miktarları ve kompians (1/dirençlik) değerleri mevcut parça tasarımına ve benzer ürün tasarımına ait analizler ile kıyaslanmış ve sonuçların kabul edilebilir olduğu tespit edilmiştir.

Bu bağlamda topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan geometrinin bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımlarına ait ortamlara aktarılabilmesi için Altair Optistruct yazılımı içinde bulunan OSSmooth uygulaması kullanılmıştır. Bu işlem sonrasında Şekil 5.32 ve 5.33’de gösterilen sadeleştirilmiş topolojik geometriye ulaşılmıştır.



Şekil 5.32 OSSmooth yardımıyla sadeleştirilen topolojik geometri-I

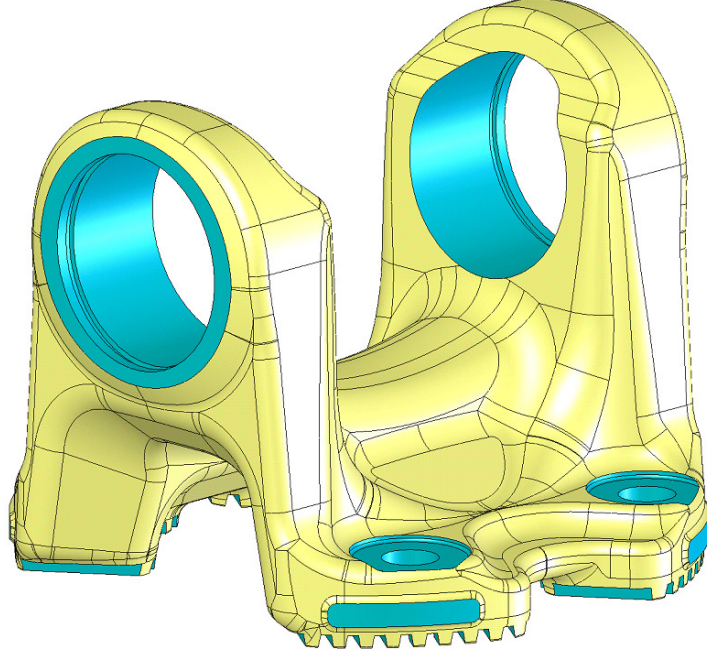


Şekil 5.33 OSSmooth yardımıyla sadeleştirilen topolojik geometri-II

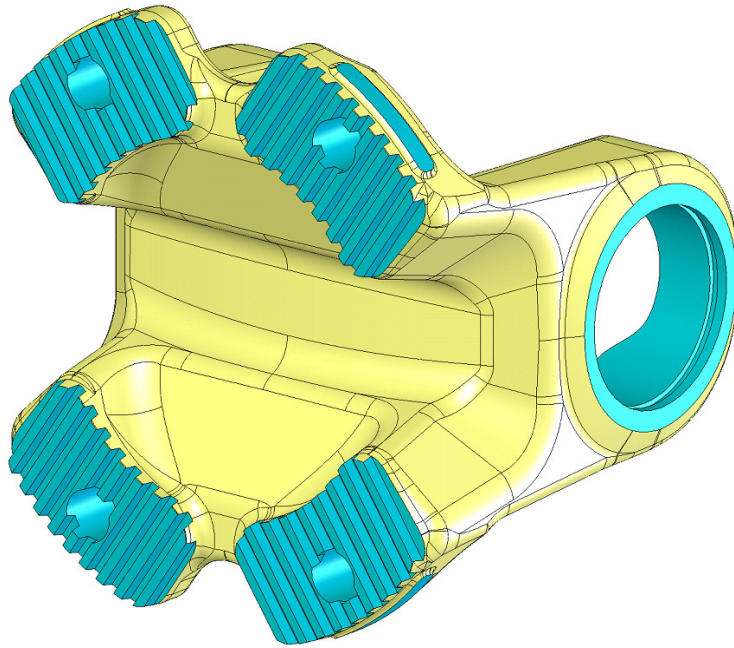


## 5.6 Yeni Geometrinin Tasarlanması ve Sonlu elemanlarla Analizi

Topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan geometriden hareket ile imalat kısıtları göz önünde bulundurularak Şekil 5.34 ve Şekil 5.35’de görülen çatallı flanş geometrisi yaratılmıştır.



Şekil 5.34 Çatallı flanşa ait yeni geometri (Isometrik Görünüş)



Şekil 5.35 Çatallı flanşa ait yeni geometri

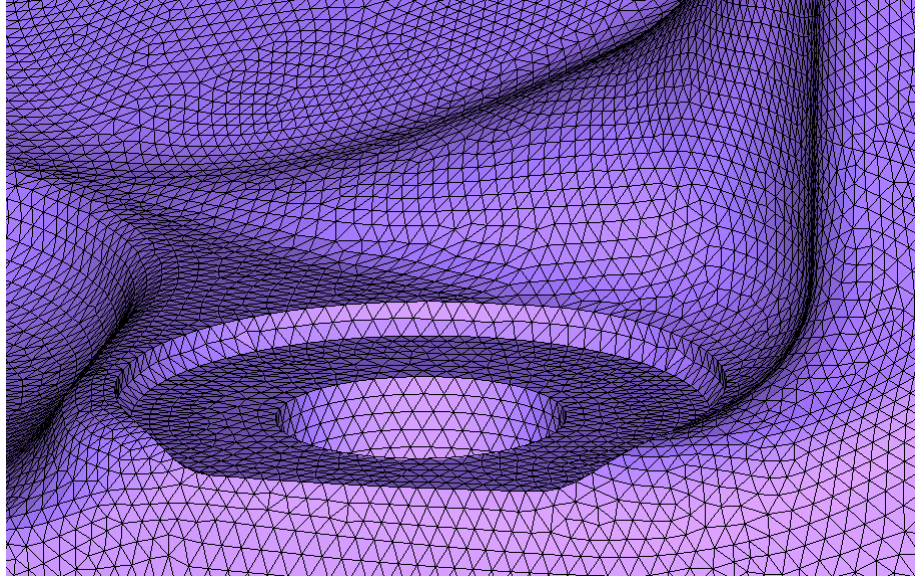
Çatallı flanşa ait yeni geometrinin modellemesinden sonra ortaya çıkan yeni model üzerinde yükleme durumunda görülecek Von Mises gerilme dağılımının, şekil değiştirme dağılımının ve komplians (1/dirençlik) değerinin tespiti için statik analiz yapılmıştır.

Şekil 5.35’de görülen model, iki düzlemde simetriye sahip olduğu için modelin  $\frac{1}{4}$ ’ü Altair HyperMesh modülüne alınarak, ağ yapının kalitesini bozabilecek yüzeylerden ve kenarlardan arındırılmıştır. Ağ yapının yoğunlaştırılması istenen bölgelere kenar ilaveleri yapılmıştır.

Geometrinin iyileştirilmesinin ve modelin bütün haline getirilmesinin ardından üç boyutlu model, eleman büyüklüğü 1 mm olan 4 adet düğüm noktasına sahip (Şekil 5.4) 1.218.244 adet CTETRA elemana bölünmüş ve ağ yapı (mesh) oluşturulmuştur. CTETRA elemanlardan oluşan ağ yapıda, 264.440 adet düğüm noktası (node) bulunmaktadır (Şekil 5.36-Şekil 5.37).



Şekil 5.36 Yeni tasarıma ait ağ yapı (CTETRA\_1.218.244 adet eleman)

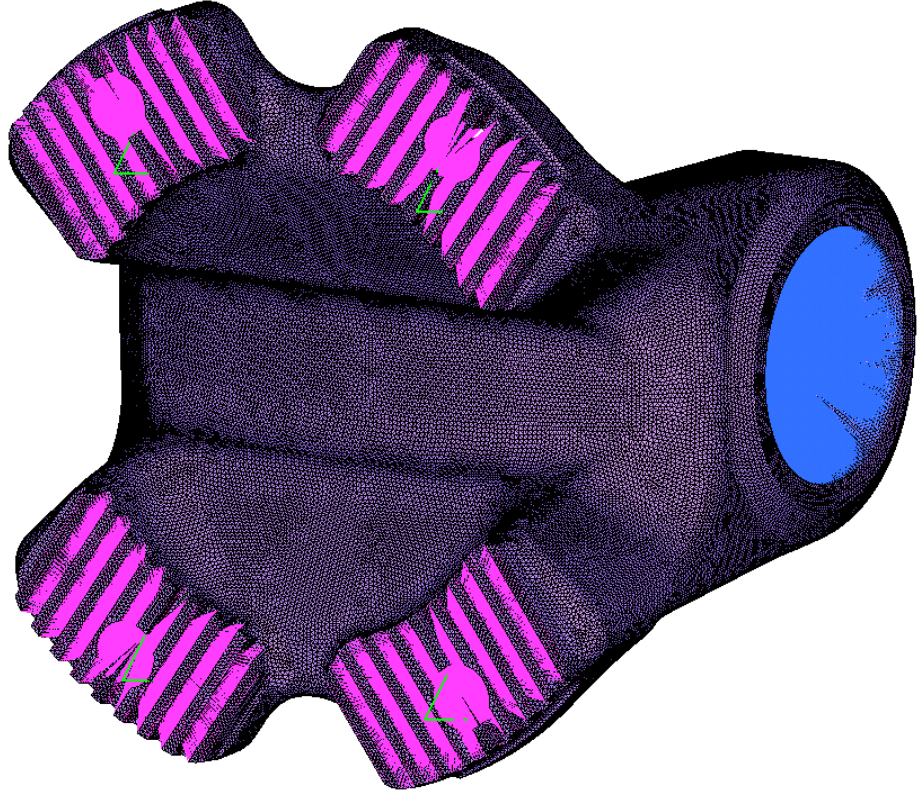


Şekil 5.37 Yeni tasarımın bağlantı deliği bölgesindeki ağ yapı (mesh)

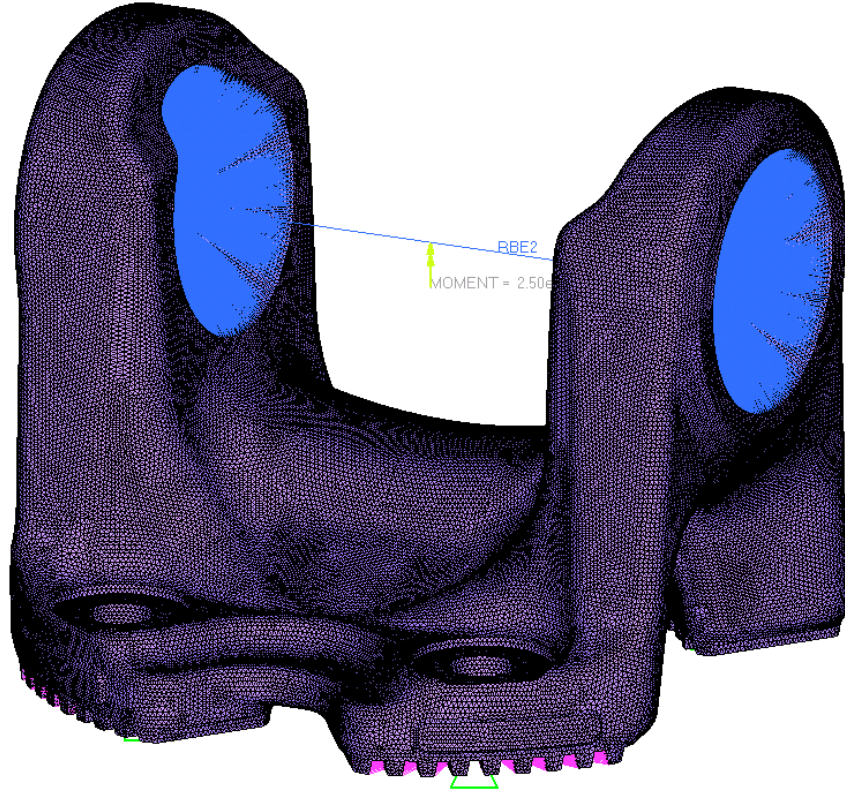
Çatallı flanşın sonlu elemanlara bölünmesinin ardından, çatallı flanş üzerine etki eden sınır koşulları ve yükleme noktaları, mevcut tasarımdaki uygulamaya benzer şekilde, bir boyuta sahip rijit elemanlar aracılığı ile tanımlanmıştır.

Çatallı flanş üzerinde, ISO 12667 no'lu standarda göre şekillendirilmiş kama kanallarını oluşturan tüm elemanlara ait düğüm noktalarının 3 eksendeki öteleme ve dönme hareketleri (6 serbestlik derecesi) 1 boyutlu rijit elemanlar ile tamamıyla kısıtlanarak, model bu noktalardan sabitlenmiştir (Şekil 5.38).

Kama kanalları sabitlendikten sonra istavroz rulmanlarının çakıldığı kulak delikleri üzerinde bulunan tüm elemanlara ait düğüm noktalarına, 1 boyutlu rijit elemanlar ile sabitlenmiştir. Ardından sabitlenen düğüm noktalarından, kardan milinin elastik deformasyona uğramadan fonksiyonelliğini sürdürmesi gereken torsiyonel yükleme değeri olan 25.000 Nm değerindeki döndürme momenti uygulanmıştır (Şekil 5.39).



Şekil 5.38 Kama kanalları aracılığı ile yeni tasarlanan modelin analiz öncesi sabitletmesi

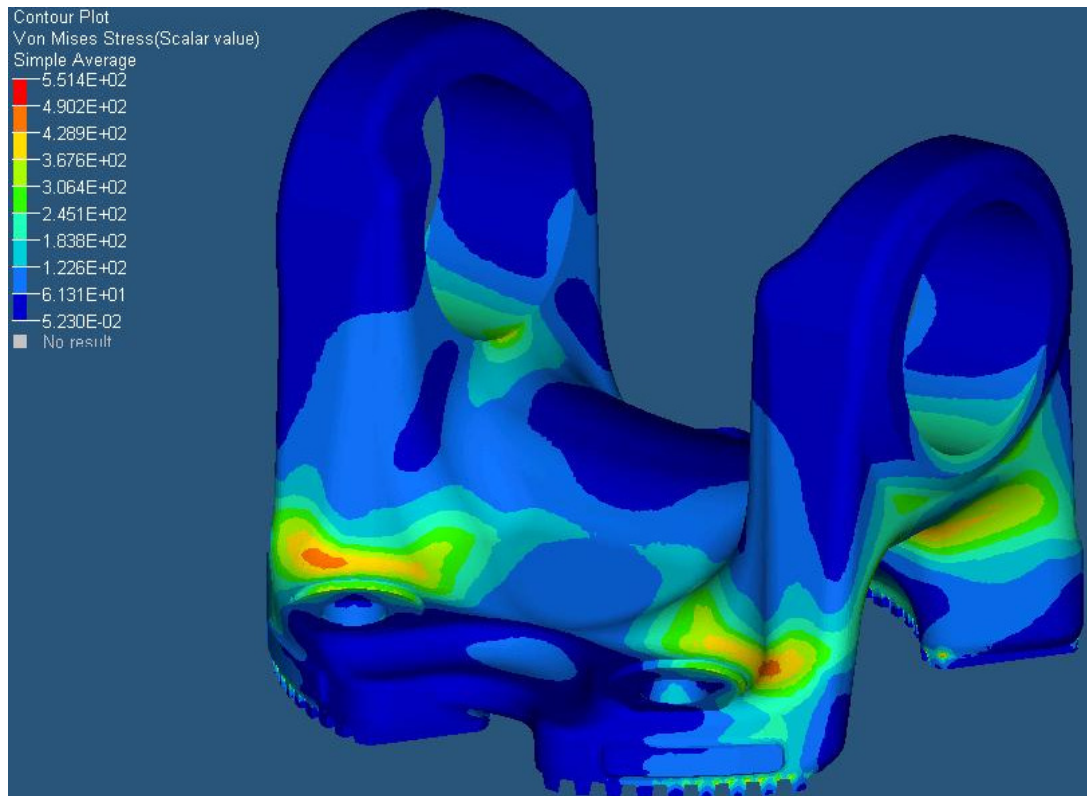


Şekil 5.39 Üç boyutlu modele döndürme momentinin uygulanması (25.000 Nm)

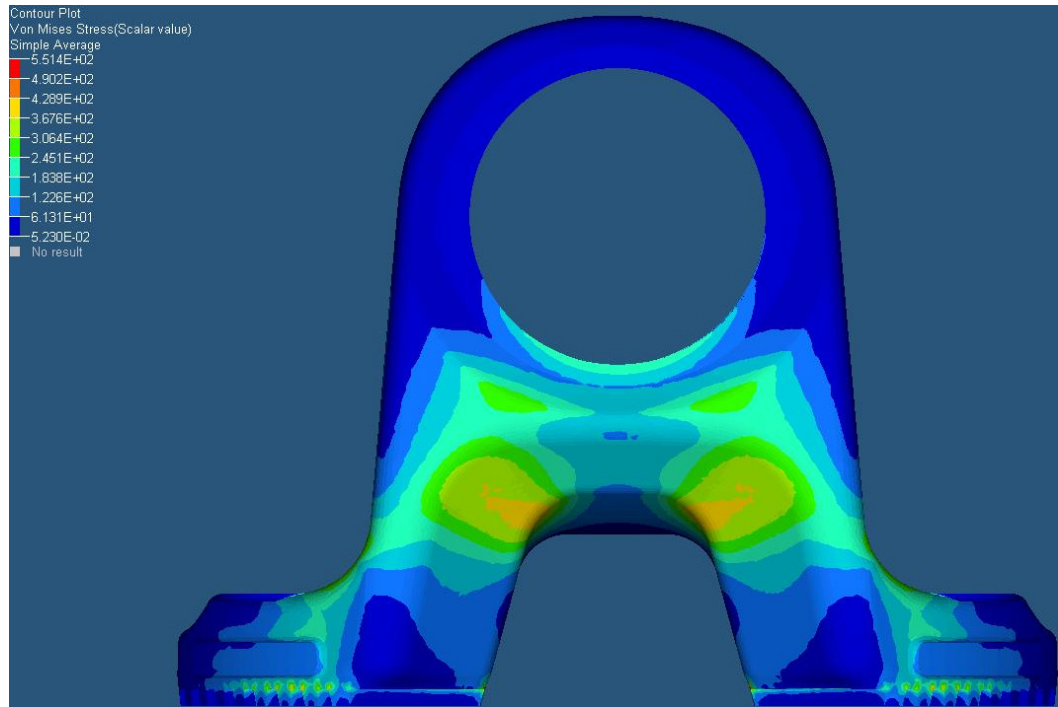
Döndürme momentinin de uygulanmasından sonra Altair Optistruct modülü ile yeni tasarlanan çatallı flanşın statik analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Altair Hyperview görüntüleme modülü ile incelenmiş ve kritik bölgelerdeki gerilme ve şekil değiştirme değerleri belirlenmiştir

Statik analiz sonucunda, kritik bölgelerde elde edilen Von Mises gerilme değerlerinin Şekil 5.40, 5.41 ve 5.42' deki gibi ortaya çıktığı görülmüştür

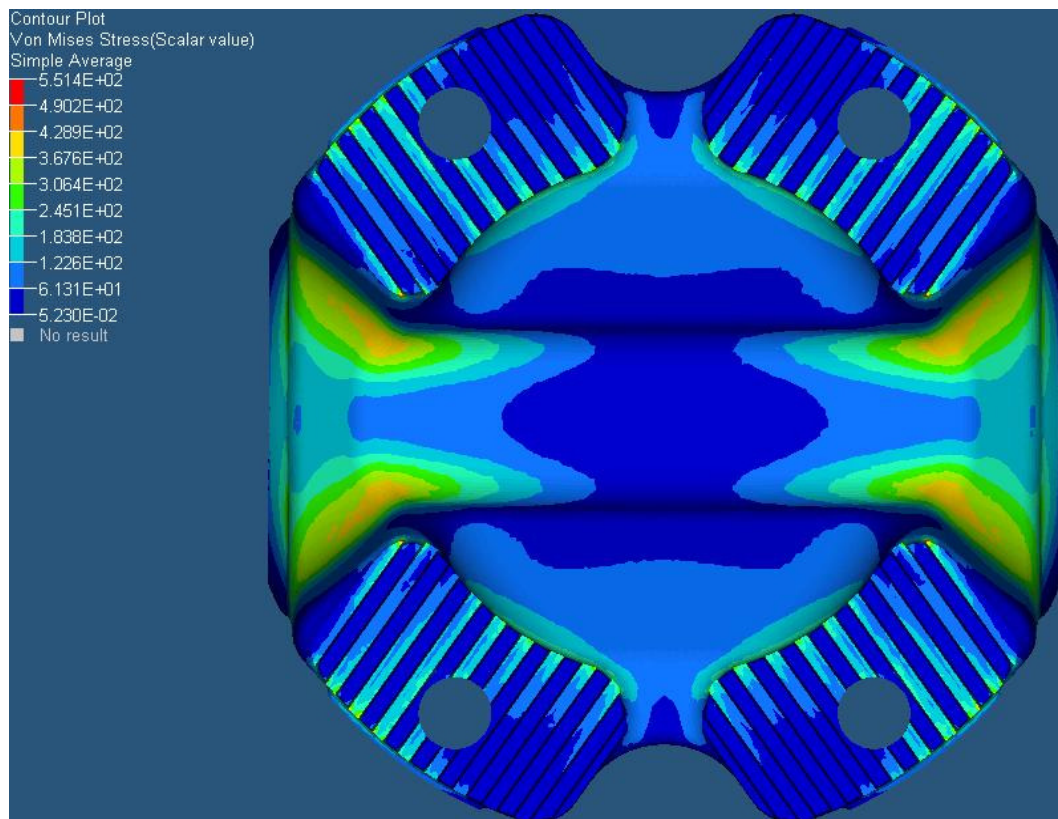
Kritik bölgelerde ortaya çıkan gerilme dağılımlarının incelenmesinin ardından çatallı flanşın, 25.000 Nm döndürme momenti altındaki şekil değiştirme miktarı ve komplians (1/dirençlik) değeri yine Altair HyperView modülü ile Şekil 5.43'de gösterildiği gibidir.



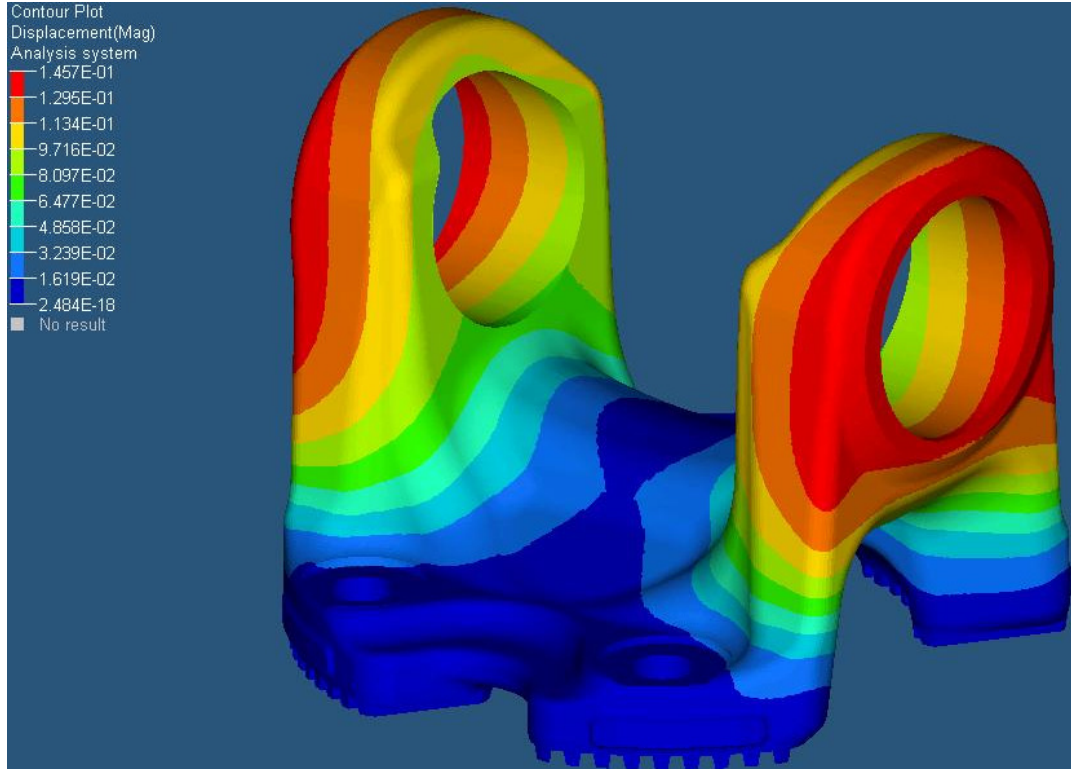
Şekil 5.40 Yeni çatallı flanş geometrisi üzerindeki Von Mises gerilme dağılımı



Şekil 5.41 Kulak altındaki ve yan federlerdeki Von Mises gerilme dağılımı (Yeni geometri)



Şekil 5.42 Kama kanalları ve çevresindeki Von Mises gerilme dağılımı (Yeni Geometri)



Şekil 5.43 Yeni çatallı flanş geometrisi üzerindeki şekil değişimi dağılımı

Çatallı flanş parçasının sıcak dövme sonrası elde edilen mekanik özellikleri dikkate alındığında, 25.000 Nm'lik döndürme momenti yükü altında topoloji optimizasyonu sonrası tasarlanan yeni geometride kritik bölgelerde ortaya çıkan Von Mises gerilme değerlerinin malzemenin sahip olduğu akma noktasından % 40 daha düşük çıktığı tespit edilmiştir.

Bunun yanında, aynı döndürme momenti yükü altında gerçekleştirilen statik analiz sonucunda çatallı flanş geometrisinin izin verdiği maksimum şekil değişiminin 0,1457 mm olduğu tespit edilmiştir.

Sonuç olarak bu veriler ışığında topoloji optimizasyonu sonrası yeniden şekillendirilen çatallı flanş geometrisine ait tasarım dondurularak, prototip üretimine geçilmesine karar verilmiştir. Prototip üretimini takiben çatallı flanşın üretilebilirlik ve monte edilebilirlik özellikleri incelenmiş ve parçanın geometrisinin uygunluğu onaylanmıştır.

## **BÖLÜM ALTI**

### **DENEYSEL TASARIM DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI**

#### **6.1 Giriş**

Fiziksel çatallı flanş prototiplerinin üretiminin ardından, optimize edilmiş geometriye sahip çatallı flanşın seri imalatta kullanımı öncesinde saha koşullarını simüle eden laboratuvar testleri ile doğrulanması gerekmektedir.

Çatallı flanşın doğrulanması için iki farklı testin yapılmasına karar verilmiştir. Bunlardan birincisi statik torsiyon testi, ikincisi ise torsiyonel yorulma testidir. Her iki test, çatallı flanşın monte edildiği kardan milleri üzerinde gerçekleştirilecektir. Bu testler aracılığı ile kardan mili sisteminin dolayısıyla optimize edilmiş çatallı flanş geometrisinin, belirlenen yükleme koşulları altında hasar görmeden fonksiyonelliğini yerine getirip getiremediği irdelenecektir.

Hem statik torsiyon hem de torsiyonel yorulma testlerinde dörder adet kardan mili test edilecek dolayısıyla sekizi statik torsiyon, sekizi de torsiyonel yorulma olmak üzere toplam 16 adet çatallı flanş test edilmiş olunacaktır.

#### **6.2 Statik Torsiyon Testi**

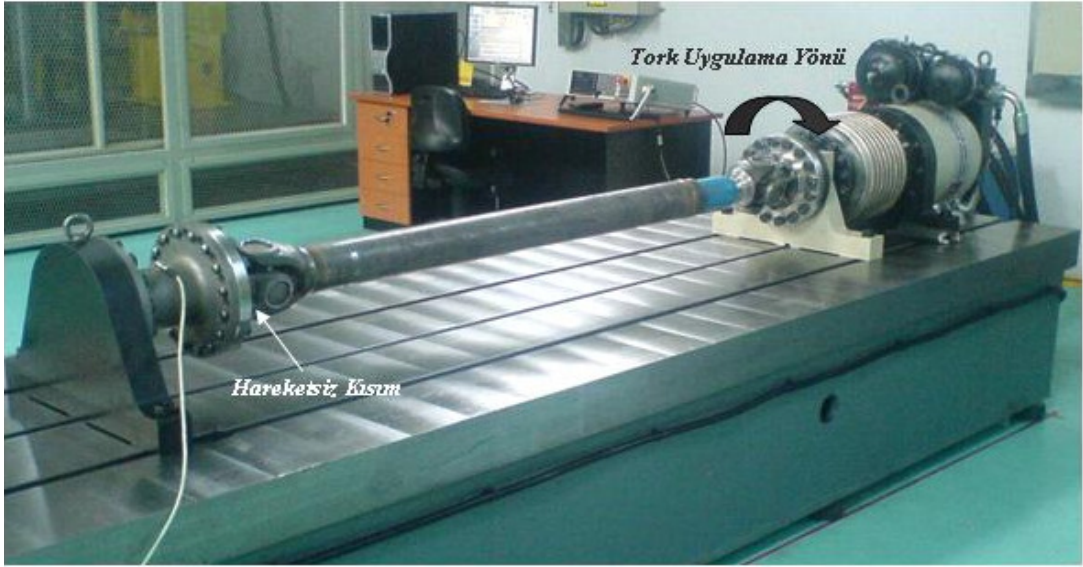
Statik torsiyon testinde kardan mili çatallı flanş aracılığı ile bir taraftan sabitlenirken diğer taraftan 30.000 Nm'lik döndürme momenti (tork), kardan mili alt kompleleri ya da birim parçaları hasar görünceye kadar uygulanmıştır (Şekil 6.1). Testin amacı kardan milinin akma sınırının belirlenmesidir. Dört adet kardan mili akma sınırının belirlenmesi amacıyla test edilmiştir. Yapılan testlerin sonunda kardan mili üzerinde bulunan alt kompleler ve birim parçaların hiçbirinde kalıcı deformasyon gözlemlenmemiştir.

Test sonrası yapılan kontrollerde kardan mafsalinın ve kayıcı takımın fonksiyonelliğini koruduğu tespit edilmiştir. Testi tamamlanan kardan millerinden

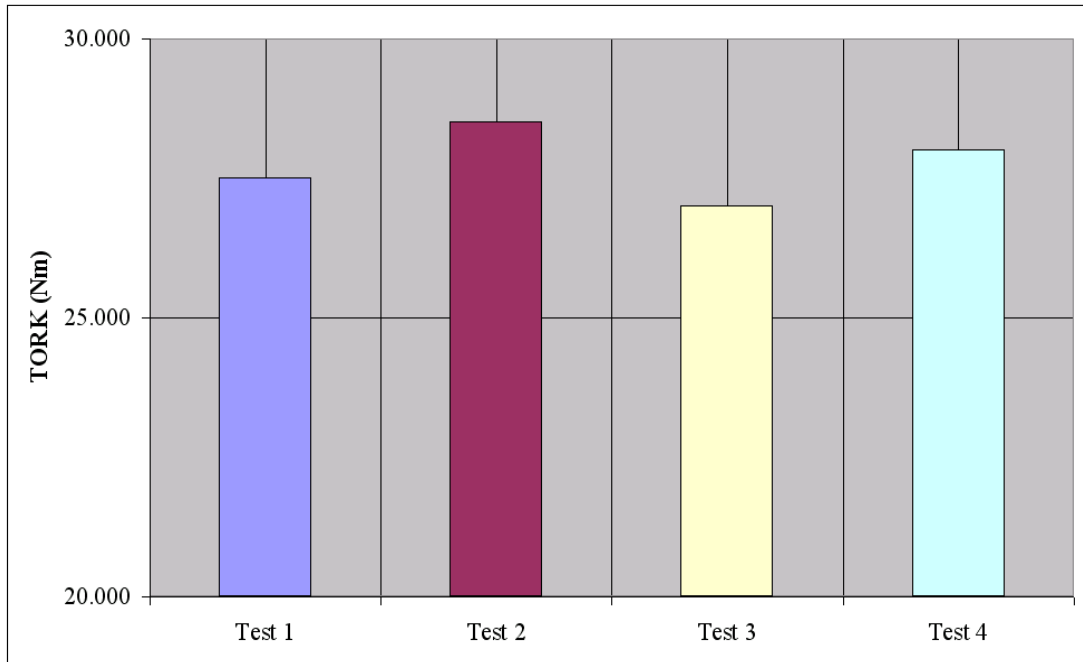


demonte edilen sekiz adet çatallı flanşın tahribatlı ve tahribatsız muayeneleri sonucunda çatallı flanşlarda kalıcı deformasyon, çatlak ve kırılma tespit edilmemiştir.

Statik torsiyon testleri sonucunda, kardan milinin, dolayısıyla çatallı flanşın sistemdeki, elastik akma sınırını gösteren tork değerleri Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Statik torsiyon test cihazı



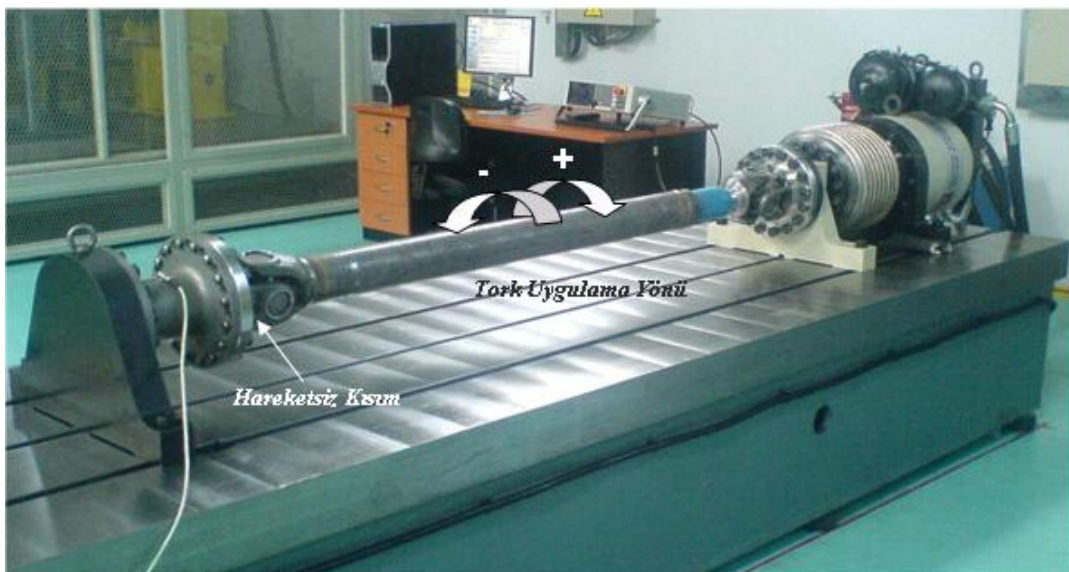
Şekil 6.2 Statik torsiyon testi sonuçları

### 6.3 Torsiyonel Yorulma Testi

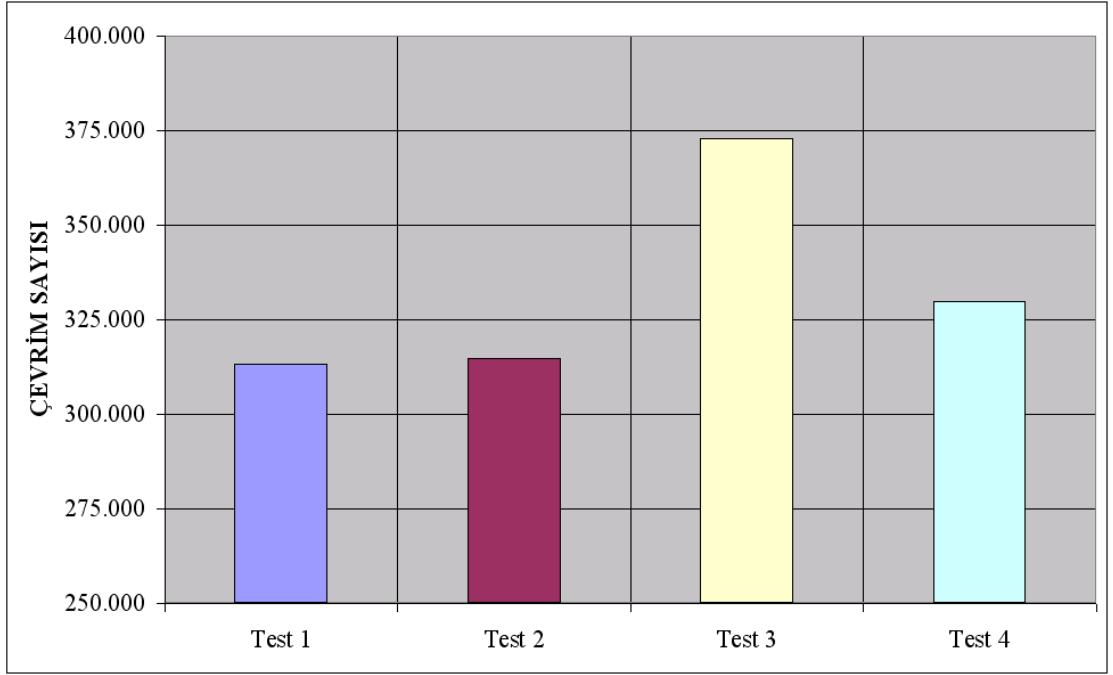
Kardan millerinin ve birim parçalarının, gerçek çalışma koşullarında değişken büyüklükte ve doğrultuda tekrar eden torsiyonel yüklemelere maruz kalmakta olduğunu belirtmiştik. Bu nedenle optimize edilmiş çatallı flanş geometrisinin doğrulanması için çatallı flanşın monte edildiği kardan miline torsiyonel yorulma testi yapılmasına karar verilmiştir.

Torsiyonel yorulma testinde kardan mili bir taraftan sabitlenirken diğer taraftan fonksiyonel limit torkunun belli bir yüzdesinde 300.000 çevrim boyunca minimum 2 Hz. tekrarlama hızında tam değişken yüklemeye maruz bırakılmıştır (Şekil 6.3). Dört adet kardan mili yorulma ömrünün tespiti için test edilmiş ve yapılan testler 300.000 çevrim sayısına ulaşıldıktan belli bir süre sonra durdurulmuştur.

Test sonrası yapılan kontrollerde, kardan mafsalinın ve kayıcı takımın fonksiyonelliğini koruduğu tespit edilmiştir. Testi tamamlanan kardan millerinden demonte edilen sekiz adet çatallı flanşın tahribatlı ve tahribatsız muayeneleri sonucunda çatallı flanşlarda kalıcı deformasyon, çatlak ve kırılma tespit edilmemiştir. Torsiyonel yorulma testleri sonucunda kardan milinin dolayısıyla çatallı flanşın tamamladığı toplam çevrim sayıları Şekil 6.4'te gösterilmiştir.



Şekil 6.3 Torsiyonel yorulma test cihazı



Şekil 6.4 Torsiyonel yorulma testi sonuçları

## BÖLÜM YEDİ

### SONUÇ

Bu çalışmada ağır ticari araç segmentinde kullanılan kardan millerinde, vites kutusu ve diferansiyel flanşları ile bağlantıyı sağlayan çatallı flanş parçasının topolojik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Topoloji optimizasyonu yoğunluk yöntemi ve SIMP malzeme modeli kullanılarak ortaya çıkarılan optimal kavramsal model, CAD ortamında üretim ve montaj kısıtları göz önünde bulundurularak gözden geçirilmiş ve yeni parça geometrisi modellenmiştir.

Optimal parça geometrisinin statik analizleri, Altair Optistruct yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Ortaya çıkan sonuçlar mevcut ve benzer ürünlerin modellerine ait analizler ile kıyaslanmıştır. Yapılan kıyaslamalar sonucunda pozitif sonuçlar elde edilmiş ve topoloji optimizasyonu yöntemleri yardımıyla tasarlanan optimal geometrinin mevcut ve piyasada bulunan muadil ürün tasarımlarına benzer performans göstereceği öngörülmüştür. Bu noktadan hareket ile hazırlanan fiziksel prototipler kullanılarak gerçekleştirilen laboratuvar testleri, optimal geometrinin tasarımını doğrulanmıştır. Yapılan topolojik optimizasyon çalışması sonucunda çatallı flanşın ağırlığı % 12 civarında azaltılmıştır.

Sonuç olarak yapılan bu çalışma ile tasarım sürecinin ilk aşamalarında, nihai tasarıma ışık tutacak kavramsal modellerin topoloji optimizasyonu yöntemleri kullanılarak belirlenmesinin, optimal tasarımın daha kısa sürede ve hedefe daha yakın biçimde ortaya çıkarılmasını sağladığı tespit edilmiştir. Ancak optimal tasarım için türetilen kavramsal tasarımın, imalat kısıtları da göz önünde bulundurularak gözden geçirilmesi ve yeni geometrinin bu esasa dayanarak oluşturulması gerektiği anlaşılmıştır.

**KAYNAKLAR**

- Arora, J.S. (2004). *Introduction to Optimum Design* (2nd Edition). London: Elsevier Academic Pres.
- ASTM E 8M-04. *Standart test methods for tension testing of metallic materials [Metric]*.
- Bendose, M.P. ve Sigmund, O. (2003). *Topology Optimization, Theory, Methods, and Applications* (2nd Edition). Berlin: Springer.
- Bendsoe, M.P., Kikuchi, N. (1988). Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Comput Methods Appl Mech Eng* 71, 197–224.
- Diaz, A., Bendose, M.P. (1992). Shape optimization of structures for multiple loading situations using homogenization method. *Struct. Optim* 4, 17-22.
- Harzheim, L., Graf, G. (2005). A review of optimization of cast parts using topology optimization Part I. *Struct Multidisc Optim* 30, 491–497.
- Harzheim, L., Graf, G. (2006). A review of optimization of cast parts using topology optimization Part II. *Struct. Multidisc. Optim.* 31, 388-399.
- Howard, A.M. (2007). *Computational Design of Shape Changing Structures via Topology Optimization*, University of Colorado, Master Thesis.
- ISO 12667 (1993 E), *Commercial vehicles and buses-Cross-tooth propeller shaft flanges, type T*.
- GWB.(2009). *GWB Product Cataloge*. Haziran 2009, <http://www.gwb-essen.de/>.

- Lin, C.Y., Chou, J.N. (1999). A two-stage approach for structural topology optimization. *Adv. Eng. Software* 30, 261–271.
- Lin, C.Y., Chao, L.S. (2000). Automated image interpretation for integrated topology and shape optimization. *Struct. Multidisc. Optim.* 20, 125–137.
- Lee, K. (1999). *Principles of CAD / CAM / CAE Systems* (1st Edition). Addison Wesley
- Lee, S., Lee, D., Lee, J., Han, C., Hedrick, K. (2007). Integrated process for structural – topological configuration design of weight-reduced vehicle components. *Finite Elements in Analysis and Design* 43, 620-629.
- Luo, J., Gea, H.C. (1998). A systematic topology optimization approach for optimal stiffener design. *Structural Optimization* 16 (4), 280-288.
- Nishiwaki, S., Frecker, M.I., Min, S., Kikuchi, N. (1998). Topology optimization of compliant mechanisms using the homogenization method. *International journal of numerical methods in engineering* 42, 538-559.
- Prager, W., Rozvany, G.I.N. (1977). Optimal layout of grillages. *J. Struct. Mech.* 5, 1–18.
- Rao, S.S. (1984). *Optimizatio: Theory & Applications* (2nd Edition). Halsted Press
- Rozvany, G.I.N. (2009). A critical review of established methods of structural topology optimization. *Structural Multidisciplinary Optimization* 37, 217-237.
- Rozvany, G.I.N. (2001). Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer aided topology optimization in structural mechanics. *Structural Multidisciplinary Optimization* 21, 90-108.

- Rozvany, G.I.N. (1972 a). Grillages of maximum strength and maximum stiffness. *Int. J. Mech. Sci* 14, 1217-1222.
- Rozvany, G.I.N. (1972 b). Optimal load transmission by flexure. *Compt. Methods Appl. Mech. Eng.* 1, 253-263.
- SAE (1991). *Universal Joint and Driveshaft Design Manual, Advances in Engineering Series No.7, Warrendale.*
- Schramm, U., Zhou, M. (2006). Recent developments in the commercial implementation of topology optimization. *IUTAM Symposium on Topological Design Optimization of Structures, Machines and Materials: Status and Perspective*, 239-248.
- Sigmund, O. (2001). Design of multi-physics actuators using topology optimization, Part I and Part II, *Computer methods in applied mechanics and engineering* 190, 6577-6604 and 6605-6627.
- Sipahi, E. (2004). *Dip Klapesinin Ansys ile Dizayn Optimizasyonu*. Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Konstrüksiyon-İmalat A.B.D. Yüksek Lisans Tezi.
- Suzuki, K., Kikuchi, N. (1991). A homogenization method for shape and topology optimization. *Compt Meth Appl Mech Engng* 93, 291-318.
- Thoss, H.Chr., Scmelz, F., Aucktor, E. (2006). *Universal Joint and Driveshafts, Analysis, Design and Application* (2nd Edition). Berlin: Springer.
- Torstenfelt, B., Klarbring, A. (2007). Conceptual optimal design of modular car product families using simultaneous size, shape and topology optimization, *Finite element in analysis and design* 43, 1050-1061.

- Yang, R.J., Chuang, C.H. (1994). Optimal topology design using linear programming. *Compt. Struct.* 52, 265-275.
- Yıldız, A.R., Öztürk, N., Kaya N., Öztürk, F. (2003). Taşıt Elemanlarının Optimum Topoloji Yaklaşımı ile Tasarımı. *Mühendis ve Makine* 516, sayfa. 23-28.
- Yıldız, A.R., Öztürk, N., Kaya N., Öztürk, F. (2003). Integrated optimal topology design and shape optimization using neural networks. *Struct Multidisc Optim* 25, 251-260.
- Xia, Q., Wang M.Y. (2008). Simultaneous optimization of the material properties and the topology of functionally graded structures. *Computer-Aided Design* 40, 660–675.
- Zheng, B. (2007). *Topology optimization considering design dependent loadings*. The State University of New Jersey, Doctoral Thesis.
- Zuo, K.T., Chen, L.P., Zhang, Y.Q., Yang, J. (2006). Manufacturing and machining based topology optimization. *Int J Adv Manuf Technol* 27, 531–536.