

**BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YENİ NESİL YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ İLE  
YÜKSEK PERFORMANSLI YOLCU KOLTUĞU KOMPONENTLERİNİN  
GELİŞTİRİLMESİ**



**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MUHAMMET ARSLAN**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**EKİM 2018**



**BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YENİ NESİL YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ İLE  
YÜKSEK PERFORMANSLI YOLCU KOLTUĞU KOMPONENTLERİNİN  
GELİŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MUHAMMET ARSLAN  
(162080110)**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ**

**EKİM 2018**

BTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 162080110 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Muhammet ARSLAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “YENİ NESİL YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ İLE YÜKSEK PERFORMANSLI YOLCU KOLTUĞU KOMPONENTLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ** .....  
Uludağ Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Dr. Öğr. Üyesi Selçuk KARAGÖZ** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi

**Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi

**Savunma Tarihi :** 30 Ekim 2018

**FBE Müdürü :** **Doç. Dr. Murat ERTAŞ** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi ...../...../.....

## İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Muhammet ARSLAN

İmzası :

X X X X



*Sevgili aileme ve eşime,*

## ÖNSÖZ

Çalışmalarım esnasında bilgi birikimini paylaşan ve her konuda yardımcı olan danışmanım Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, yüksek lisans eğitimim boyunca desteklerini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Bahattin KANBER'e ve çalışmamda geri bildirimleriyle bana destek veren Arş. Gör. Hüseyin BEYTÜT'e teşekkürlerimi sunarım.

Sağladıkları imkanlar için şirketim İnova Otomotiv ailesine ve çalışmamda bana yardımcı olan Cansu MENŞUR'a teşekkür ederim.

Hayatım boyunca her zaman yanımda olarak beni destekleyen annem Suna ARSLAN'a ve canım aileme, gösterdiği sabır, verdiği değer ve sevgi ile her zaman arkamda duran eşim Semiha ARSLAN'a sonsuz teşekkür ederim.

Özveri ile oluşturulan bu çalışmanın ileride yapılacak olan akademik çalışmalara bir değer oluşturmasını temenni ederim.

Ekim 2018

Muhammet ARSLAN

## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ .....	v
İÇİNDEKİLER .....	vi
KISALTMALAR .....	vii
SEMBOLLER .....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. YENİ NESİL YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ.....</b>	<b>5</b>
2.1 Geleneksel Tasarım Döngüsü ve Optimizasyon .....	8
2.2 Strese/Gerilime Dayalı Optimizasyon.....	9
2.3 Optimizasyon ve Günümüz Mühendislik Tasarımı .....	11
2.4 Yapısal Optimizasyonun Hesaplama Metodu .....	12
2.5 Optimizasyonda Bilgisayarın Etkisi .....	13
2.6 Optimizasyon Metodları ve Formülasyon.....	15
2.7 İterasyon Çözümü .....	18
2.8 Kısıtlama Taraması .....	20
2.9 Duyarlılık Analizi.....	20
2.10 Hareket Sınır Ayarları .....	23
<b>3. YOLCU KOLTUĞU KOMPONENT TASARIMI.....</b>	<b>25</b>
3.1 Taşıtların Sınıflandırılması.....	25
3.2 Orta Konsol Hafifletme Çalışması .....	27
3.2.1 Analiz senaryosunun oluşturulması .....	28
3.2.2 Akma kriterleri .....	29
3.2.3 Çekme testi.....	34
3.2.4 Msc apex ile mesh yapısının oluşturulması .....	39
3.2.5 Modelin kurulması .....	41
<b>4. ANALİZ VE OPTİMİZASYON.....</b>	<b>49</b>
4.1 Statik Analiz.....	49
4.2 Topoloji Optimizasyonu.....	51
4.3 Topoloji Sonrası Tasarım İyileştirmesi ve Analiz.....	53
4.4 Şekil Optimizasyonu .....	55
4.5 Topografya Optimizasyonu .....	58
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>61</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>63</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>66</b>



## **KISALTMALAR**

<b>SEA</b>	: Sonlu Elemanlar Analizi
<b>CO<sub>2</sub></b>	: Karbondioksit
<b>AB</b>	: Avrupa Birliği
<b>DCOC</b>	: An Optimality Criteria Method for Large Systems
<b>CPU</b>	: Central Processing Unit
<b>VIP</b>	: Very Important Person



## SEMBOLLER

$\Delta X^{(k)}$	: Tasarımdaki Değişiklik
$k$	: Tasarım Döngüsü Sayısı
$d^{(k)}$	: Araştırma Yönü
$a_k$	: Adım Büyüklüğü
$p$	: Eşitlik Kısıtlaması
$m$	: Eşitsizlik Kısıtlaması
$g$	: Tepki Sayısı
$u$	: Yerdeğiştirme Vektörü
$a$	: Eş Değişken Vektörü
$S_y$	: Elastik Sınırın Gerilme Değeri
$\tau$	: Gerilim Tensörü
$\tau_v$	: Von Mises Stresi

## ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Çekme testi yapılan malzemelere ait mekanik özellikler.....	44
Çizelge 4.1 : Topoloji optimizasyonu ile gerçekleşen hafiflemeler.....	55
Çizelge 4.2 : Şekil optimizasyonu sonuçları.....	58



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Topoloji optimizasyon yardımı ile ağırlık azaltılması. ....	3
Şekil 1.2 : Topografi optimizasyon yardımı ile güçlendirme formlarının oluşturulması adımları.....	3
Şekil 2.1 : Üç tip yapısal optimizasyonun karşılaştırması (Bendsoe 2003) a) bir kafes yapının optimizasyonunun boyutlandırılması; b) şekil optimizasyonu; c) topoloji optimizasyonu.....	7
Şekil 2.2 : Hesaplamalı Optimizasyon Süreci-İterasyon akış şeması.....	19
Şekil 3.1 : Bazı taşıt sınıflarına ait görseller.....	26
Şekil 3.2 : Yolcu koltuğu ve orta konsol. ....	27
Şekil 3.3 : Orta konsol alt montaj parçaları ve optimizasyonu yapılacak olan orta konsol iskeleti. ....	28
Şekil 3.4 : Orta konsol için analiz senaryosu.....	29
Şekil 3.5 : Yumuşak çeliğe ait gerilme-birim uzama diyagramı. ....	31
Şekil 3.6 : Çekme testi numunesinin teknik resmi. ....	35
Şekil 3.7 : S235JR malzemesinden oluşturulan 1. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri. ....	36
Şekil 3.8 : S235JR malzemesinden oluşturulan 2. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri. ....	36
Şekil 3.9 : S235JR malzemesinden oluşturulan 3. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri. ....	37
Şekil 3.10 : S355JR malzemesinden oluşturulan 1. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri. ....	38
Şekil 3.11 : S355JR malzemesinden oluşturulan 2. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri. ....	38
Şekil 3.12 : S355JR malzemesinden oluşturulan 3. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri. ....	39
Şekil 3.13 : Msc Apex programının arayüz görüntüsü. ....	40
Şekil 3.14 : Msc Apex programında oluşturulan mesh yapısı. ....	40
Şekil 3.15 : Hyperworks programının arayüzü. ....	41
Şekil 3.16 : Kaynak prosesi. ....	42
Şekil 3.17 : Hyperworks programında malzeme tanımlamaları. ....	44
Şekil 3.18 : Hyperworks programında özellik tanımlamaları.....	45
Şekil 3.19 : Uzaydaki bir cisme ait mesafe denklemleri. ....	46
Şekil 3.20 : Düzlemdeki bir cisme ait mesafe denklemi. ....	46
Şekil 3.21 : Sonlu elemanlar modelinin sabitlendiği noktalar.....	47
Şekil 3.22 : Moment uygulanması. ....	47
Şekil 3.23 : Kuvvet uygulaması. ....	48
Şekil 3.24 : İlk modelin kurulması. ....	48
Şekil 4.1 : 1. yükleme adımında meydana gelen Von Mises gerilmeleri. ....	49
Şekil 4.2 : 1. yükleme adımıdaki deplasman değerleri. ....	49

<b>Şekil 4.3</b> : 2. yükleme adımında meydana gelen Von Mises gerilmeleri. ....	<b>50</b>
<b>Şekil 4.4</b> : 2. yükleme adımıdaki deplasman değerleri. ....	<b>50</b>
<b>Şekil 4.5</b> : 3. yükleme adımında meydana gelen Von Mises gerilmeleri. ....	<b>51</b>
<b>Şekil 4.6</b> : 3. yükleme adımıdaki deplasman değerleri. ....	<b>51</b>
<b>Şekil 4.7</b> : Topoloji ve tasarım alanı tanımlamaları. ....	<b>52</b>
<b>Şekil 4.8</b> : 48. iterasyondaki topoloji uygulaması. ....	<b>53</b>
<b>Şekil 4.9</b> : Topoloji optimizasyonu sonucunda kurulan model. ....	<b>53</b>
<b>Şekil 4.10</b> : Topoloji sonrasında iyileştirilen tasarımın 1. yükleme adımında meydana gelen Von Mises gerilmeleri. ....	<b>54</b>
<b>Şekil 4.11</b> : Topoloji sonrasında iyileştirilen tasarımın 1. yükleme adımında meydana gelen deplasman değerleri. ....	<b>54</b>
<b>Şekil 4.12</b> : Şekil değişkenlerinin uygulandığı bölgeler ve türleri. ....	<b>56</b>
<b>Şekil 4.13</b> : Optimum sonuçlar. ....	<b>57</b>
<b>Şekil 4.14</b> : Optimizasyon sonucu meydana gelen şekil değişimleri. ....	<b>57</b>
<b>Şekil 4.15</b> : Topografya optimizasyonunun sonuçları. ....	<b>59</b>
<b>Şekil 4.16</b> : Topografya sonrası statik analiz sonuçları. ....	<b>60</b>



# YENİ NESİL YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ İLE YÜKSEK PERFORMANSLI YOLCU KOLTUĞU KOMPONENTLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ

## ÖZET

Enerji verimliliği kavramının öne çıktığı günümüzde otomotiv sektöründeki firmalar taşıtlarda yakıt tüketimini azaltacak ve enerji verimliliğini artıracak yeni çalışmalara yönelmişlerdir. Araçların yakıt tüketimini ve buna bağlı olarak emisyon oranlarını azaltmada en etkili çözümlerden biri taşıt ağırlığında hafifletmeler yapılmasıdır. Yolcu koltukları toplu taşıma araçlarında sayıları itibariyle hafifletme açısından önemli bir seçenektir. Uluslararası standartlarla belirlenmiş güvenlik kriterlerine uyum sağlaması gereken bu yapı aynı zamanda seyahat konforunda en temel unsurdur.

Tüketici ürünlerinin sayısal simülasyonlar yoluyla optimizasyonu, otomotiv, havacılık, bina, ambalaj ve elektronik endüstrisi gibi birçok üretim alanında kalite iyileştirme, malzeme tasarrufu, zaman ve maliyet verimliliğinde büyük önem teşkil etmektedir.

Hafifletme konusu, taşımacılık sektöründe özellikle dikkat edilen, verimliliği direk olarak etkileyen, dolayısı ile maliyetler üzerinde önemli etkisi bulunan bir konudur. Tüm taşımacılık kollarında ağırlık azaltmak için çeşitli çalışmalar yapılmakta, değişik malzeme kullanımları, optimizasyon, parça eksiltme vb. çalışmalarla daha fazla hafiflik amaçlanmaktadır. Kara taşımacılığında çok yoğun kullanımlara bağlı olarak hafiflik konusu çok daha fazla önem kazanmaktadır.

Ağırlık konusunun önem kazanması ile aslında ticari araçların gerek kendi ağırlığı gerekse genel taşıdığı ağırlığa bakılmaksızın sağlanan en ufak miktardaki hafiflikler bile yapılan işe yüksek miktarda değer katmaktadır. Bu nedenle otomotiv sektöründe ağırlık çalışmaları özellikle yoğun şekilde yürütülmektedir.

Günümüzde yapılan ARGE çalışmalarının çoğunun temeli Bilgisayarlı Destekli Tasarım ve Bilgisayar Destekli Sonlu Elemanlar Analizidir. Bu durum hem prototip maliyetlerinde hem de gerçek test sayısında hatırı sayılır bir azalma gerçekleştirmektedir. Bu çalışmada klasik yöntemler yerine Bilgisayar Destekli sonlu elemanlar analizi kullanılarak topoloji ve topografi yaklaşımıyla ideal geometriye ve ağırlığa ulaşılabacaktır.

Yapılacak çalışmayla birlikte otomotiv sektöründe kullanılan koltukların iyileştirilmesi ve yüksek performanslı koltuk bileşenlerinin geliştirilerek hafifletilmesi hedeflenmiştir. Yapısal optimizasyon teknikleri ile bilgisayar ortamında yapılacak explicit analizlerle parçalardaki stress dağılımı ve deformasyonlar gözlenecek ve tasarım doğrulaması yapılarak prototip maliyetleri en aza indirilecektir.

Mevcut durumda ürün tasarımı, klasik yöntemlerle yürütülmektedir. Yıllar içinde oluşan tecrübe ve know-how ile ürün tasarımı gerçekleştirildikten sonra prototip çalışması yapılır. Daha sonra ECE R14 ve ECE R80 gibi testler uygulanarak testten geçilip geçilmeme durumuna göre işlem yapılır. Testten geçilirse ise ürün standartlaşır

ve seri üretime geçer, eğer geçilmez ise testten geçilene kadar iyileştirmeler yapılır ve tekrar teste sokulur.

Bu çalışmayla birlikte prototip maliyetleri en aza indirgenerek gerçek test maliyetleri minimum seviyeye çekilecektir. Bilgisayar ortamında yapılan testler ile sonlu elemanlar metodunun uygulanmasıyla optimize edilmiş ideal komponent geometrilerine ulaşılabacak ve böylelikle klasik tasarım yönteminin içerdiği tasarla-üret-test et üçlemesindeki üret aşaması, ilkte üretim mükemmeliyetine ulaşacaktır.

Yüzey , katı modelleme ve montaj uygulamaları için Catia V5 tasarım programı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modelinin mesh yapısı MSC Apex programında oluşturulmuştur. Mesh modellerinin optimizasyon alt yapısı, kısıtlamalar ve yüklerin tanıtımı ve iterasyonlu çözümlenmeleri için HYPERWORKS paket programının OptiStruct arayüzü kullanılmıştır.

Çalışma sonucunda optimizasyon, ağırlık azaltma, güçlendirme, ürün performansı, üretim maliyeti, malzeme maliyeti gibi noktalara dikkat edilerek elde edilen çıktılar, bilgisayar destekli tasarım ortamında tekrar daha kaliteli şekilde modellenerek çıkacak olan sonuçların uygunluğu çalışma sonunda değerlendirilecektir.

**Anahtar kelimeler:** Topoloji, ağırlık azaltma, topografi, optimizasyon, sonlu elemanlar yöntemi, yolcu koltuğu

# **DEVELOPMENT OF HIGH PERFORMANCE PASSENGER SEAT COMPONENTS USING NEW GENERATION STRUCTURAL OPTIMIZATION TECHNIQUES**

## **SUMMARY**

At the present time, the concept of energy efficiency has become prominent and the companies in the automotive sector have tended towards the new studies decreasing fuel consumption and increasing energy efficiency in vehicles. One of the most effective solutions for reducing fuel consumption of vehicles in parallel with emission rates is to reduce vehicle weight. Passenger seats are a significant option in terms of number reduction in public transport. This structure, which must comply with the safety criteria set by International Standards, is also the most basic element in the travel comfort.

The optimization of consumer products through numerical simulations has great importance for quality improvement, material saving, time and cost efficiency in many production fields such as automotive, aerospace, building, packaging and electronic industry.

The lightweight issue is a current matter in the transport sector which is particularly observed and has a direct impact on productivity, thereby having a significant impact on costs. Various studies have been carried out in order to reduce weight in all transportation sectors and more lightness has been aimed with the studies such as different material usage, optimization and part reduction. In addition, the lightweight gains more importance due to the heavy use in land transportation.

By the importance of the weight issue, even the smallest amounts of lightness provided regardless of their own weight or overall weight add high value to the work being done. In particular, weight reduction studies in the automotive sector are carried out intensively.

Today's R&D studies are based on Computer Aided Design and Computer Aided Finite Element Analysis. This results in a considerable reduction in both the prototype costs and the actual number of tests. Besides the classical methods, in this study ideal geometry and weight will be reached with topology and topography approach by using Computer Aided Finite Element Analysis.

In this study, it is aimed to improve the seats used in the automotive sector and to lighten the high performance seat components. With the structural optimization techniques, stress distribution and deformations in the parts will be observed with the explicit analysis to be done in the computer environment and the prototype costs will be minimized by fulfilling design validation.

At the present time product design is carried out by classical methods. After the product design is fulfilled with experience and know-how consisted over the years, the prototype study is done. Then, the tests such as ECE R14 and ECE R80 are applied and the process is transacted according to the test results. If the test is passed, the



product becomes standardized and starts mass production. If not, the improvements are made and retested until it is passed.

Along with the study, the prototype costs will be minimized and the actual test costs will be lowered to the minimum level. By applying the computerized tests and the Finite Element Method, the optimized ideal component geometries will be achieved, and thus the production stage in the Design-Build- Test process included in the classical design method will get through to the first production perfection.

Catia V5 design program was used for surface, solid modeling and assembly applications. The Mesh structure of the Finite Element Model was created in MSC Apex program. The OptiStruct interface of the HYPERWORKS package program was used for the optimization substructure of Mesh models, the introduction of constraints and loads, and iterative solutions.

As a result of the study, the outputs obtained by paying attention to the points such as optimization, weight reduction, strengthening, product performance, production cost and material cost are modeled again with higher quality in a computer aided design environment and the appropriateness of the outcomes will be assessed at the end of the study.

**Keywords:** Topology, weight reduction, topography, optimization, finite element method, passenger seat.

## 1. GİRİŞ

Yakıt tüketimini ve buna bağlı olarak emisyon oranlarını azaltmada en etkili çözümlerden biri taşıt ağırlığını azaltmaktır. Yolcu koltukları toplu taşıma araçlarında sayıları itibariyle hafifletme açısından önemli bir seçenektir. Uluslararası standartlarla belirlenmiş güvenlik kriterlerine uyum sağlaması gereken bu yapı aynı zamanda seyahat konforunun da en temel unsurudur.

Taşıtlara uygulanabilecek olan teknolojilerin yakıt tüketimiyle ilişkisi genel olarak incelenen bir konudur. Bununla beraber güç aktarma organlarının geliştirilmesi, taşıt ağırlığında azalma, aerodinamik tasarımların geliştirilmesi, küçük hacimli motor kullanılması gibi teknolojilere ihtiyaç duyulmuştur ve bu iyileştirmeler farklı oranlarda, taşıtın enerji verimliliğini ve yakıt tüketimine katkı sağlamaktadır.

Enerji tüketiminin yaklaşık %70'i ağırlık ile ilgili sebeplerden kaynaklanmaktadır ve enerji verimliliğini arttıran bu teknolojilerin arasında taşıt ağırlığında azaltmaya gitmek hem en verimli hem de en hızlı geri dönüş sağlayan teknolojilerden biridir (McWilliams, 2011).

Araçların ağırlığındaki toplam hafifleme ile aracın yol tutuşu artar, fren ve hızlanma için gerekli enerjide azalmaya gidilir. Şehir içi ve şehir dışında yolcu taşımak için kullanılan araçlardaki hafifleme ise taşıtların ağırlıkları ve yılda kat edilen mesafeler göz önünde bulundurulduğunda çok büyük önem taşır. Ülkemiz, otobüs ile yapılan seyahat mesafesi açısından AB ve komşu 13 ülke arasında birinci sıradadır. Seyahat edilen kilometrenin taşıtlara göre sınıflandırılmasında vatandaşlarımızın yaklaşık %45'inin otobüsleri kullandığı gözlemlenmiştir (Gleave, 2009).

Bütün bu bilgiler ışığında yolcu koltuklarının en iyi güvenlik özelliklerini sağlaması gerektiği anlaşılmaktadır. Yolcu koltukları, aracın satıldığı pazarın zorunlu kıldığı ve yasal olan testleri geçmelidir. Fonksiyonellik ve konfor nedeni ile artan ağırlığa bir de tüm güvenlik özellikleri girdiğinde, ağırlık artışı daha da artmaktadır.

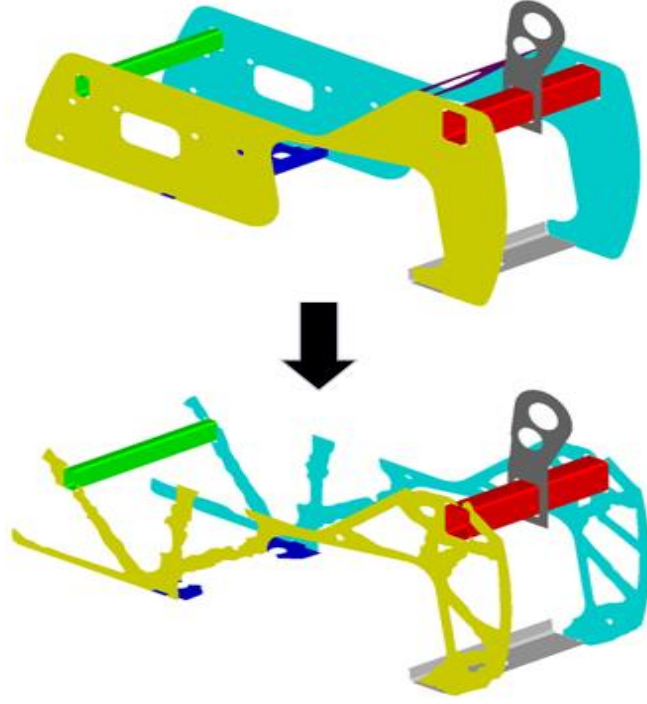
Ağırlık artışı ile, otomotiv sektörünün yakıt tüketimini azaltma konusundaki çalışmaları ve emisyonunu azaltma hedefleri göz önüne alındığında, ağırlık azaltma çalışmaları daha da önem kazanmaktadır ve araç ağırlığı ile araca ait verimlilik değerleri birbirine bağlıdır.

Tasarımı tamamlanan koltuğun gerekli test değerlerini sağladığı onaylanmalıdır. Bunun için her revizyonla birlikte yapılan testler işletmelere hem maliyet hemde zaman kaybına neden olur. Bu çalışmayla birlikte prototip maliyetleri en aza indirgenerek gerçek test maliyetleri minimum seviyeye çekilecektir. Bu nedenle SEA (Sonlu Elemanlar Analizi) yöntemi, çalışmalar boyunca koltuktaki komponentlerin dayanıklılığını belirlemek ve gözlemlmek için en yaygın yoldur. Bilgisayar ortamında yapılan testler ile sonlu elemanlar metodunun uygulanmasıyla optimize edilmiş ideal komponent geometrilerine ulaşılacak ve böylelikle klasik tasarım yönteminin içerdiği tasarla-üret-test et üçlemesindeki üret aşaması ilkte üretim mükemmeliyetine ulaşılacaktır.

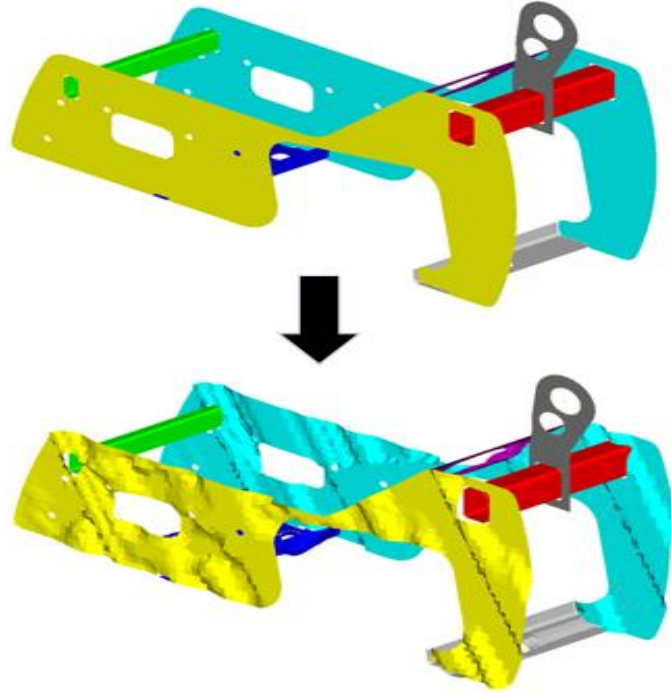
Yapılacak olan çalışma, yolcu koltuklarında komponent hafifletmeyle birlikte toplamda taşıtlardaki ağırlığı azaltmaya yöneliktir ve bu işlem yapılırken klasik yöntemler yerine yeni nesil yapısal optimizasyon teknikleri kullanılması hedeflenmiştir. Optimizasyon çalışmaları sırasında, HyperWorks paket programının OptiStruct arayüzü kullanılmış ve topoloji ve topografi disiplinlerinden yararlanılmıştır.

Bu çalışmada çeşitli optimizasyon yöntemleri kullanılarak geometrinin yani tasarımın dayanımı önemli ölçüde etkilediği gözlemlenmiştir. Bu optimizasyonlar ayrıca koltuklarda kullanılan komponentlerde ağırlık azaltmada da kullanılarak, geleneksel olarak yapılan statik testler ile yaklaşık değerlere ulaşıldığı görülmüştür.

Otomotiv endüstrisi geçmişten günümüze değerlendirildiğinde; ağırlıkların sürekli azalmakta olduğu ve sac metallerin şekillendirme seviyesinin sürekli olarak arttığı görülmektedir. Elbette, bu örnekler gelişmekte olan üretim teknikleriyle de bağlantılıdır, ancak yeni nesil yapısal optimizasyon teknikleriyle birlikte daha hafif ve daha dayanımlı komponentler üretmek mümkündür. Aşağıda topoloji optimizasyon yardımı ile ağırlık azaltılması (Şekil 1.1) ve topografi optimizasyon yardımı ile de güçlendirme formlarının oluşturulma adımları gösterilmektedir (Şekil 1.2).



Şekil 1.1 : Topoloji optimizasyon yardımı ile ağırlık azaltılması.



Şekil 1.2 : Topografi optimizasyon yardımı ile güçlendirme formlarının oluşturulması adımları.

Bu çalışma ile birlikte şehirler arası yolcu koltuklarında kullanılan orta konsol mekanizmasının iskeletinde hafifletmeye gidilerek taşıttaki toplam ağırlık azaltılmıştır. Bunu yaparken yeni nesil yapısal optimizasyon teknikleri kullanılarak ürün performansı ve ürün maliyetleri göz önünde bulundurulmuştur. Çalışması yapılan komponentin maruz kalacağı yükler simüle edilerek koltuk üzerinde etkilendiği deplasman ve stres değerleri mevcut haliyle karşılaştırılarak yapılan hafifletmenin bu değerlerle uygunluğu ispatlanmıştır.



## 2. YENİ NESİL YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ

Yolcu koltuklarının tasarımı esnasında; genel sınır şartları dışında, oluşturulacak parça, sistem veya komponentin daha hafif olması amaçlanır. Günümüzde çevre koruma, yakıt ekonomisi ve güvenlik özellikleri, otomotiv endüstrisinin önemli sorunlarıdır. Genel stratejinin bir kısmı, daha düşük bir araç ağırlığıdır; bu da, daha yüksek performans ve çevreye daha düşük egzoz emisyonu sağlayan, yakıt tüketiminin azaltılması anlamına gelir.

Geleneksel tasarım döngüsündeki test maliyetleri yüksek olduğundan zaman kaybını önlemek ve maliyetleri en aza indirmek adına tasarım esnasında optimizasyon yöntemlerini kullanmak bir hayli önem taşır.

Bu çalışmada, belirli koltuk kısıtlamaları yerine getirilirken istenen ağırlık azaltma hedefine yönelik olarak yolcu koltuğunda kullanılan bir komponentin yapısal değişikliği sunulmaktadır.

Koltuk komponentinin nümerik modeli geliştirilerek, sayısal sonuçlar ve statik yükleme testleriyle elde edilen deneysel veriler doğrulanacaktır. Geliştirilmiş hesaplama modelleri kullanılarak, doğrusal elastik yapının optimize edilmiş bir topolojisi belirlenecek ve önemli bir ağırlık azalmasına ulaşılabacaktır.

Yazılım tekniklerinin arttığı günümüzde artık tasarım esnasında belirlenen sınır şartlarıyla, optimum geometrilere ulaşmak daha kolay hale gelmiştir. Ve bu yazılımlar en uygun tasarımı size sunarak aslında artan zamanı o komponentteki başka proseslere aktararak toplamda daha verimli bir çalışma meydana getirmiş olur.

Optimizasyon kavramı günümüzde mühendislik, yönetim, tıp, biyoloji, fizik ve istatistik gibi diğer birçok alanda olduğu gibi birçok bilgi alanında da mevcuttur. Mühendislik, çevre ile ilgili endişeler ve büyük teknolojik yeniliklere odaklanmak, yapısal uygulamalarda daha hafif ürünler arayışını tetiklemiştir.

Şirketlerin, güvenilir, verimli ve hafif tasarımların pazara sürülmesini ve bu süreçte üretim sürelerinin en aza indirilmesini sağlayan araştırmalara güçlü bir yatırım

yapmaları gerekmektedir. Bu katkılar ile, sektöre öncü olmak için stratejilerini benimsemelidir.

Otomotiv ve uçak endüstrilerinde, istenilen ağırlık hedefleri ve azaltılmış geliştirme süreleri elde etmek için, sayısal geliştirme araçlarının kullanımı, ürün geliştirme aşamasında büyük önem taşımaktadır.

Sonlu elemanlar yazılımının çoğuna güçlü yapısal optimizasyon algoritmaları entegre edilmiştir. Yapısal optimizasyon araçları, tasarımcılar için en uygun tasarım arayışını destekler ve aynı zamanda bileşenin doğru yapısal performansını (örneğin, gerilim ve gerinim limitleri, hata kriterleri...) sağlar.

Kullanılan tasarım değişkenlerine göre, üç farklı yapısal optimizasyon türünü ayırt edebiliriz. Aşağıda, boyutlandırma, şekil ve topoloji optimizasyon problemleri arasındaki ana farklılıkların genel bir açıklaması bulunmaktadır.

- *Boyutlandırma Optimizasyonu:* Bu tür problemlerde, yapının alanı bir tasarım değişkeni değildir, yani yapı için önceden tanımlanmış bir şekil olarak kabul edilir. Yapı geometrisini karakterize eden kalınlık, yükseklik ve uzunluk gibi bazı boyutlar tasarım değişkenleri olarak seçilir. Sorunun bazı kısıtlamaları için, boyutlandırma optimizasyonu, yapıya daha iyi mekanik özellikler sağlayan boyutların belirlenmesinden oluşur (örneğin, daha fazla sertlik, daha düşük sapma...).

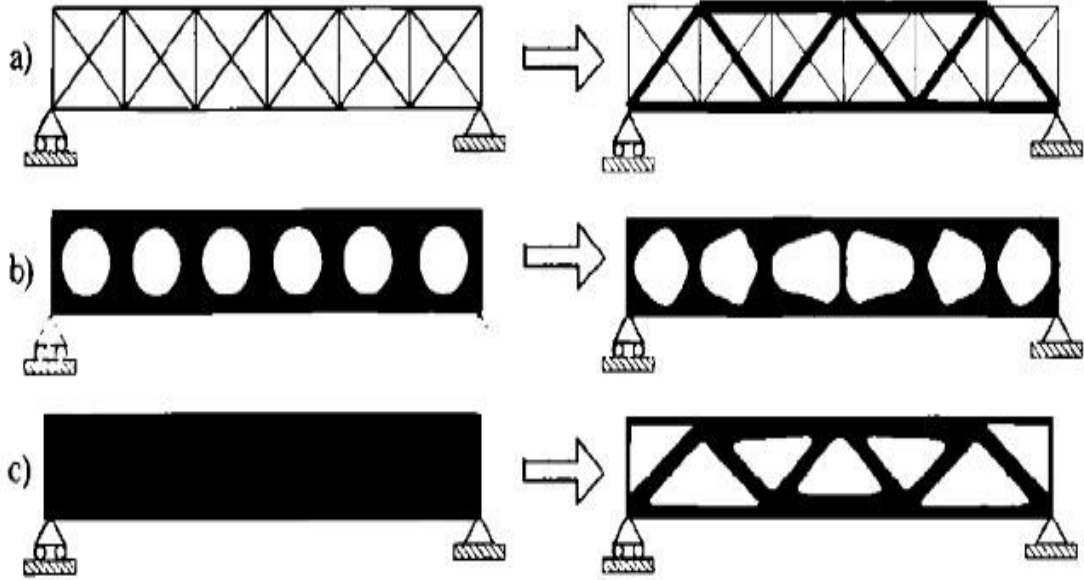
- *Şekil Optimizasyonu:* Bu tür problemlerde, yapının alanı sınırdadır. Bileşenin geometrisinin konturları değiştirilirken, alt alanları arasındaki bağlantı ivmesi sabit kalır. Yapının dış hatları spline eğrileriyle parametrelendir ve tasarım değişkenleri onları tanımlayan parametrelerdir. Şekil optimizasyonu, bu eğrilerin optimal parametrelerini belirlemeyi amaçlamaktadır. Ürün geliştirmenin geç bir aşamasında kullanılır ve bileşenin gerilmelerinin homojenleşmesine yol açar (Saleem ve Yuqing, 2010).

- *Topoloji Optimizasyonu:* Bu tip problemlerde, yapının topolojisinin değişimi ile optimal tasarım bulunur. Diğer optimizasyon türlerinden farklı olarak, ilk bileşenin topolojisi optimizasyon süreci boyunca sabit değildir.

Belirli bir sınırlamaya tabi olan tasarım alanının her noktasında, topoloji optimizasyonu, malzemenin var olup olmadığını belirler. Topoloji optimizasyonu, katı ve boşluklu malzemeyi sabit bir tasarım alanı üzerinde en uygun şekilde dağıtan bir malzeme dağılımı problemi olarak formüle edilebilir (Bendsoe, 1989). Böylece,

topoloji optimizasyonunda, analiz edilen bileşen alanın bağlantısı değişmiştir. Projenin erken bir aşamasındaki bu uygulama, yeni ürünlerin geliştirilmesi için hayati öneme sahiptir.

Aşağıda gösterilen Şekil 2.1 a), b) ve c), yukarıda listelenen üç yapısal optimizasyon türünü şematik olarak karşılaştırmaktadır. Sol tarafta ilk modeller ve sağda optimize edilmiş modeller gösterilmektedir.



**Şekil 2.1** : Üç tip yapısal optimizasyonun karşılaştırması (Bendsoe, 2003) a) bir kafes yapının optimizasyonunun boyutlandırılması; b) şekil optimizasyonu; c) topoloji optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu, yapısal optimizasyon alanında ilginç bir bilimsel araştırma alanı haline gelmiştir ve birçok mühendislik alanına da başarı ile uygulanmıştır. Pek çok optimizasyon yaklaşımı, farklı ticari sonlu elemanlar arasında birleştirilmesine rağmen, endüstride çözülmesi gereken karmaşık problemler, önemli ölçüde ve dikkatlice analiz edilmelidir.

Bir diğer yapısal optimizasyon tekniği ise topografya optimizasyonudur. Topografya optimizasyonu, belirli bir bölüm için bir tasarım bölgesinin tanımlandığı ve bu bölge içindeki şekil değişkenine dayalı takviyelerin oluşturulduğu gelişmiş bir şekil optimizasyon şeklidir. Topografya optimizasyonundaki yaklaşım, yoğunluk değişkeni yerine kullanılan şekil değişkeni dışında topoloji optimizasyonu yaklaşımına benzemektedir. Tasarım bölgesi çok sayıda ayrı, iterasyon serilerinde yapı üzerindeki etkisi hesaplanan ve optimize edilen, değişkene ayrılmıştır.



## 2.1 Geleneksel Tasarım Döngüsü ve Optimizasyon

Klasik tasarım yönteminde ürünün ilk tasarımı, tasarımcının deneyimlerine ve hislerine göre şekil almaktan öteye geçemezdi. Fakat analiz yöntemleriyle birlikte her bir adım ve sınır koşulu daha net değerlendirilerek en iyi seçeneğe ulaşılabilir.

Günümüzde hızla gelişen bilgisayar teknolojileri ile artık ürünü tasarlarken eş zamanlı olarak da optimizasyonunu yaparak en uygun geometrilere ulaşmak mümkün olabiliyor. Tasarımcı sınır koşullarını ve optimizasyon yöntemini belirledikten sonra çözümlenmeye başlatır ve daha sonra optimizasyona göre ilk tasarım belli olur. Bundan sonraki süreç ise üretim maliyeti, üretilebilirlik gibi projedeki önemli konular esas alınarak tasarım sonlandırılır.

Yapısal optimizasyon teknikleriyle birlikte prototip maliyetleri en aza indirgenerek gerçek test maliyetleri minimum seviyeye getirilir. Bilgisayar ortamında yapılan testler ile sonlu elemanlar metodunun uygulanmasıyla optimize edilmiş ideal komponent geometrilerine ulaşılır.

Mühendislerin bütünlüklerinden ödün vermeden verimli ve uygun maliyetli sistemler tasarlamaları zorlu bir iştir. Kavramsal alan ve fiziksel alan arasındaki sürekli etkileşimi içeren geleneksel tasarım süreci, büyük ölçüde tasarımcının sezgisine, deneyimine ve becerilerine bağlıdır.

Geleneksel tasarım sürecindeki temel avantaj, tasarımcının deneyimi ve sezgisini sistemde kavramsal değişiklikler veya prosedürde ek özellikler yapmasıdır.

Detaya inilen ve ayrıntılı olan bir sonraki adıma gelince geleneksel tasarım süreci bazı dezavantajlara ve zorluklara sahiptir. Bu zorluklar, veri girişlerinin (örneğin yapı çeşitli yükleme koşullarına maruz kaldığında) yanı sıra karmaşık kısıtlamaların (titreşim frekanslarındaki sınırlamalar gibi) işleyişini içerir.

Bu durumlarda; tasarımcının, kısıtlamaları sağlamak için belirli yapısal eleman boyutunun artırılıp artırılmayacağına karar vermesi gerekmektedir. Ayrıca geleneksel tasarım süreci ekonomik olmayan tasarımlara neden olabilir. Bunun yanında geleneksel tasarımda; tasarım, tasarımı uygulayan tasarımcıların farklı yorumlarıyla şekillenebilir. Optimum tasarım süreci ise tasarımcıyı farklı uygulanabilir tasarımlar arasından en iyi alternatifi bulmak için tasarım problemini formüle etmeye zorlar.

Optimum tasarım için çeşitli ön analizlerin tamamlanması ve bir konseptin detaylı tasarımının yapılması gerekmektedir. Bu nedenle, verimli ve sağlam bir tasarım prosesi, geleneksel ve optimum tasarımın bir kombinasyonudur (Suh, 1990).

## 2.2 Strese/Gerilime Dayalı Optimizasyon

Yapısal topoloji optimizasyonu, son yıllarda çok hızlı büyüyen hesaplama mekaniğinin geniş çaplı bir araştırma alanıdır. Topoloji optimizasyon yöntemleriyle ilgili genel bir bilgi edinmek adına Allaire (2007); Bendsoe ve Sigmund (2003); Eschenauer ve Olhoff (2001); Henrot ve Pierre (2005) gibi kaynakları incelemek önemlidir.

Bir çalışmada C ea ve diğ. (2000); Sokolowski ve Zochowski (1999) bu tür bir problemi yeni bir yaklaşım olan, topolojik türev kavramına dayandırmaktadır. Bu türev, tipik olarak bir deliğin çekirdeklenmesi gibi, bir sonsuz küçük topolojik alan pertürbasyonuna ilişkin verilen Şekil fonksiyonunun duyarlılığını ölçmeye izin verir.

Nazarov ve Sokolowski (2003) topolojik asimptotik analizin teorik gelişimi ile ilgili çalışmalar yapmıştır.

Bununla birlikte, yapısal topoloji tasarımı bağlamında, topolojik türev belirli bir malzeme miktarı için esnekliği en aza indirmeye dayalı klasik yaklaşım için sadece bir iniş yönü olarak kullanılmaktadır. Yapısal cihaz tarafından desteklenen gerilim seviyesi yaygın olarak benimsenmiş olmasına rağmen formülasyon yoluyla kontrol edilemez. Bu sınırlama çeşitli uygulamalarda kabul edilemez,  nk  mekanik tasarımdaki en önemli gerekliliklerden biri, malzeme hata kriterini karşılayan en hafif topolojiyi bulmaktır. Allaire (2002); Bendsoe ve Kikuchi (1988); Bendsoe ve Sigmund (2003) tarafından incelenen rahatlatılmış formülasyonlara dayanan yöntemler bile, geleneksel olarak minimum uyum problemlerine göre uygulanmaktadır. Hatta literatürde yerel baskı kontrolüyle ilgili sadece birkaç eser bulunabilir, bunlar Allaire ve Jouve (2008); Burger ve Stainko (2006); Duysinx ve Bendsoe (1998) gibidir. Bunun nedeni yerel baskı kriterlerine ilişkin çok sayıda doğrusal olmayan kısıtlamanın getirdiği matematiksel ve sayısal zorluklarla açıklanabilir.

Topoloji optimizasyonu ile ilgili önceki araştırmalar, öncelikle sertlik ve frekanslar gibi küresel yapısal davranışlara odaklanmıştır. Bununla birlikte, bir otomotiv

parçasının gerçek bir optimum tasarımını elde etmek için, stresler/gerilimler dikkate alınmalıdır. Strese dayalı topoloji optimizasyon problemlerindeki başlıca zorluklar daha fazladır. İlk olarak, sertliğin aksine, stres yerel bir miktar olduğu için çok sayıda kısıtlama dikkate alınmalıdır. Bu sorun, geleneksel topoloji optimizasyon problemiyle ilişkili olarak hem optimizasyonun hem de duyarlılık analizlerinin hesaplama karmaşıklığını arttırmaktadır. Diğer zorluk ise, stres tasarım değişkenlerine göre doğrusal olmadığı için optimizasyon işleminde hareket sınırı yakınsama için şarttır. Araştırmada, küresel stres fonksiyonları lokal gerilimleri tahmin etmesi için kullanılır. Topoloji optimizasyon problemlerini çözmek için yoğunluk metoduna başvurulabilir. Bu araştırma için sayısal örnekler kullanılmıştır. Sonuçlar, minimum gerilim tasarımının elde edilebileceğini ve maksimum sertlik tasarımının minimum gerilim tasarımına eşdeğer olmadığını göstermektedir (Yang ve Chen, 1996).

Topoloji optimizasyonu, sertlik ve frekans faktörleri hususunda literatürde kapsamlı olarak incelenmiştir. Park (1995); Bendsee ve Kikuchi (1988); Ma ve diğ. (1995); Diaz ve Kikuchi (1992); Mlejnek ve Schirmacher (1993); Yang ve Chahande (1995); Yang ve Chuang (1993); Gea (1994); Wang ve diğ. (1996). Hafif ve yüksek sertliğe sahip tasarımların gerçekleştirilebileceği gösterilmiştir. Bununla birlikte, tasarım sürecinde stres dikkate alınmazsa, yüksek sertlik tasarımda daha düşük dayanıklılığa sebep olabilir.

Strese dayalı topoloji optimizasyon problemleri üzerine nispeten daha az araştırma yapılmıştır ve bunlar arasında sadece otomotiv endüstrisinde nadiren kullanılan makas elemanları incelenmiştir (Cheng ve Jiang, 1992; Sankaranaryanan ve diğ, 1992).

Rozvany ve diğ. (1995), strese dayalı topoloji optimizasyonunu gerçekleştirmek için yeni bir optimalite kriteri olan DCOC metodunu önermiştir.

Baumgartner ve diğ. (1992), yapısal maksimum stresinin azaltılmasında optimal topolojiyi saptamak için biyolojik büyüme kavramını ve optimalite kriter yöntemini kullanmıştır.

Stres temelli topoloji optimizasyon problemleri iki ana zorluk ile karşı karşıyadır: stresin yerel miktar olması ve stresin tasarım değişkenlerine göre yüksek oranda doğrusal olmamasıdır.

Yüksek miktardaki doğrusal olmama durumundan dolayı, hareket sınırının, yakınsama sağlamak için özel bir dikkat ile ele alınması gerekir. Sertlikten farklı olarak, stres

yerel bir miktar olduğundan, çok sayıda kısıtlama dikkate alınmalıdır. Hem optimizasyon algoritmasının hem de hassasiyetinin karmaşıklığını artırarak bu problemler, çok sayıda tasarım değişkenini göz önünde bulunduran topoloji optimizasyonu ile ilişkili hesaplama süresine eklenir ve lokal stresler ilk önce optimizasyon sürecinde kullanılan global stres fonksiyonuna dönüştürülür.

Yang ve Chuang (1994) sürekli eş değişkenlik yöntemini araştırmışlardır. Yoğunluk yöntemi veya mühendislik yöntemi, topoloji optimizasyonunu gerçekleştirmek için kullanılır (Mlejnek ve Schirrmacher, 1993).

### **2.3 Optimizasyon ve Günümüz Mühendislik Tasarımı**

Mühendislik; analiz, tasarım imalat, satış, araştırma ve sistem gelişimini kapsayan bir çok iyi yapılandırılmış faaliyetlerden oluşur.

Tasarım ve üretim sistemleri süreci yüzyıllardır kullanılmaktadır ve geliştirilmeye devam edilmektedir. Binalar, köprüler, otomobiller, uçaklar, uzay araçları ve diğer karmaşık sistemlerin varoluşu tasarım ve üretim sistemleri sürecinin mükemmel bir referansıdır. Ancak, bu sistemlerin evrimi biraz yavaş ilerlemektedir. Tüm süreç, önemli insani ve maddi kaynaklar gerektiren hem zaman alıcı hemde maliyetli bir aşamadır.

Prosedür, en iyisi olup olmadığına bakılmaksızın bir sistemi tasarlamak, üretmek ve kullanmakla ilgilidir. Geliştirilmiş sistemler, sadece önemli bir yatırım yapıldıktan sonra tasarlanır, yeni sistemler ise aynı veya daha fazla görevi yerine getirdiği zaman daha az maliyetli ve daha verimli olur.

Geleneksel tasarım prosedürü tüm olasılıkları analiz etmek ve tasarlamak için zaman alıcı ve maliyetli olabilir. Genellikle tek tip seçilir ve ayrıntılı olarak tasarlanır.

Günümüzün son derece rekabetçi dünyasında, sadece sistemin akışını devam ettiren prosesler tasarlamak artık yeterli değil uygun teknik performansın yanı sıra, tüketici ihtiyaçları ve konforunda dikkate alınmalıdır. Ayrıca, doğal kaynakların ve çevre kirliliği sorunlarının korunması, bir ürünün pazardaki başarısında belirleyici bir role sahiptir. Bu nedenle, verimli, çok yönlü, benzersiz ve uygun maliyetli en iyi sistemi tasarlamak esastır.

Bu yüzden, bir tasarımın optimizasyonu çeşitli mühendislik alanlarında önemli bir rol oynamaktadır. Karmaşık sistemlerin tasarımı büyük hesaplamalar ve veri işlemi gerektirir.

Son yıllarda bilgisayar teknolojisinde ve sayısal hesaplamalarda bir devrim gerleşmektedir.

Artık daha iyi sistemler, kısa sürede çeşitli seçenekler analiz edilerek tasarlanabilir. Bu iyi tasarlanmış sistemler daha az maliyetlidir ve daha fazla kapasiteye sahiptir, bakımı ve kullanımı kolaydır. Bu nedenle, karmaşık hesaplamalar yapmak ve büyük miktarda veriyi etkili biçimde işlemek için bilgisayar teknolojisinin yetenekleriyle birlikte daha verimli tasarım gereksinimi, mühendislik sistem tasarımında daha ileri bir optimizasyon yöntemi ve uygulamaları sağlamaktadır. Özellikle otomotiv endüstrisinde, ağırlığın azaltılması, daha verimli ve ekonomik bir araç tasarlamada çok önemli bir role sahiptir. Bu işlem aracın yapısal performansını ve güvenliğini riske atmadan yapılmalıdır. Diğer bir ifadeyle, bir aracın hafif tasarımı, ihtiyaç olan tüm önemli hususları ihlal etmeden gerekli görevleri yerine getirmesi durumunda kabul edilebilir bir tasarım olarak düşünülmektedir ve bu zorunlu hususlar aracın veya tasarımının kısıtlanması olarak bilinir.

## **2.4 Yapısal Optimizasyonun Hesaplama Metodu**

Yüksek hızlı bilgisayarların ortaya çıkmasından önce, yapısal analiz sorunlarının çözümleri, çoğunlukla çözüm boyunca sadece diferansiyel denklemlerin kullanıldığı formülasyona dayanmaktadır. Bu diferansiyel denklemler, çözüm sürecinin sonunda sayısal yöntemlerin zaman zaman kullanımıyla analitik olarak çözülmüştür (Haftka ve Gürdal, 1992).

Karmaşık geometrileri, çeşitli yüklemeleri ve malzeme özelliklerini içeren problemler olmasaydı analitik matematiksel çözümlerin elde edilmesi genellikle mümkün olmazdı. 1950'lerden beri yüksek hızlı elektronik bilgisayarlar yapısal analiz çözüm prosedürleri üzerinde büyük bir etkiye sahip olmuştur. Bilgisayar uygulamasına çok uygun olan teknikler, özellikle SEA yöntemine baskın hale geldi. Sayısal yöntemler, proseslerdeki ayrı sayıdaki noktalarda bilinmeyenlerin yaklaşık değerlerini sunar ve iki veya daha fazla elemanı veya sınır çizgileri veya yüzeyleri ortak noktalarda birbirine bağlı olan daha küçük birimlerin simultane sistemlere bölünerek modellenme

süreci olarak adlandırılır. SEA yönteminde tek bir işlemde tüm cismin problemini çözmek yerine her bir sonlu eleman için denklemleri formülize eder ve tüm cismin çözümünü elde etmek için denklemleri birleştirir (Logan, 2002).

Devrim diye nitelendirebileceğimiz bu gelişmeler, yapısal optimizasyon problemlerinin SEA yöntemi ile birlikte çözüldüğü 1960'lı yılların başında yapısal optimizasyon alanında kökleşmeye başlamıştır.

## **2.5 Optimizasyonda Bilgisayarın Etkisi**

Mühendislik sistemleri bilgisayarlarla daha doğru analiz edilebilir. Bilgisayar kullanımını sistemlerin davranışını daha kesin ve etkili şekilde anlamamızı sağlar.

Hem geleneksel hemde optimum olan tasarım süreci, tekrar tekrar aynı hesaplama setinin kullanılmasını gerektiren, yinelemedir. Böyle tekrarlı hesaplamalar bilgisayar uygulaması için idealdir. Özellikle sayısal yöntemlerde, her bir tekrarlama sürecinde üretilen veri miktarının çok büyük olabileceği görülebilir.

Verilerin grafiksel gösterimi bu amaç için çok uygundur. Örneğin bilgisayarda oluşturulan simulasyon görselleri karmaşık sonuçların görselleştirilmesi için oldukça caziptir. Sonuç olarak çoğu zaman özellikle karmaşık problemlerde bilgisayar kullanmadan problemin doğru sonucuna ulaşmak imkansız olabiliyor.

Ticari optimizasyon yazılımının gelişimi, akademik veya endüstriyel araştırma kodlarının geliştirilmesinden farklı bir dizi hedef ve kısıtlamaya sahiptir.

Akademide geliştirilen kodlar genel olarak deneysel niteliktedir ve kullanım kolaylığı, sağlamlık ve belgeleme gibi konuları ele almamaktadır. Genellikle kodlar uygulamaların belirli bir alt kümesine odaklanır ve bir bakış açısını kanıtlamak için yazılır. Endüstriyel araştırma laboratuvarlarında geliştirilen kodların, üretim ortamına aktarılabilmesi için daha kullanışlı olması önem arz etmektedir.

Ticari kodların gelişmesi için sadece belli başlı sektör uygulamalarının haricinde genele yayılmalı ve farklı uygulama alanlarındaki kullanıcılar hedef alınmalıdır.

Bu kodlar geniş bir yelpazede analiz seçenekleri içermeli ve dünya genelinde endüstriyel analiz modellerinde kullanılabilirliktedir.

Endüstriyel kullanıcıların çoğu tasarım optimizasyonundan ziyade analizde daha deneyimli olduğundan, ticari optimizasyon yazılımındaki kodların daha sağlam ve kullanışlı olması gerekmektedir.

Genellikle bir optimizasyon metodolojisinin üstün olduğunu kanıtlamak için yazılan akademik kodlar, temel analizin doğruluğu ile ilgilidir.

Endüstriyel kodlar biraz daha genel olsa da, belirli bir uygulamaya odaklanma eğilimindedir ve bu nedenle sınırlı sayıda eleman türüne sahiptir. Birden fazla sınır koşulunu ele almanın yanı sıra, ticari kodların, statik, ısı transferi ve frekans cevabı gibi simultane analiz türleri de ele alması gerekir. Bunun nedeni, ürünlerin ömürleri boyunca birçok farklı yüke maruz kalmalarıdır ve bunların hepsinin, ürün tasarlandığında hesaba katılması gerekir. Genel amaçlı bir ticari kod, heksa, penta ve tetra katı gibi bir dizi sonlu eleman tipini ve ayrıca asgari bir set olarak konsantre kütle elemanlarını içermelidir. Öğelerin kendisi oldukça karmaşık olma eğilimindedir; kiriş elemanları, kesme deformasyonu, düğüm nokta ofsetleri ve bağlantısız serbestlik derecelerini kapsamalıdır.

Elastik elemanların seçilmesinde, sınır koşulları ve yük özelliklerinin yanı sıra genel elemanların iyi bir seçimi olmalıdır. Noktasal kuvvet, basınç, ısı ve vücut kuvvetleri gibi fiziksel yüklerin yanı sıra izotropik, ortotropik ve genel anizotropik malzemeler gibi geniş bir malzeme yelpazesi mevcut olmalıdır. Gerçek dünya sorunları, elementlerin sayısı ve serbestlik derecesi sayısı bakımından oldukça büyük olma eğilimindedir. Tipik bir problem 50 bin ile 100 bin arası serbestlik derecesine sahiptir. Genel olarak modellerde 500 bin adet serbestlik derecesi görülmesi yaygındır. Doğrusal denklem çözücünün hızı, optimizasyon kodları için sadece analiz amaçlı kodlardan daha önemlidir, çünkü optimizasyon süreci kendi içerisinde yinelenebilir ve analiz sayısı oldukça fazla olabilir. Ayrıca, duyarlılık analizini mümkün olduğunca verimli hale getirmek için özel dikkat gösterilmelidir. Genel amaçlı analiz kodunun gereklilikleri karşılandıktan sonra, verimli ve sağlam bir optimizasyon metodolojisi oluşturulmalıdır. Bu metodoloji tekrarlanan analiz sayısının az olması için verimlilik ve acemi kullanıcının ise iyi bir sonuç elde edebilmesi için sağlamlık gerektirmelidir. İyi bir şekilde belirlenmemiş tasarım problemleri tespit edilmeli ve uygun düzeltmeler yapılmalıdır (Thomas ve dig, 2002).

## 2.6 Optimizasyon Metodları ve Formülasyon

Tahmini optimizasyon problemini çözmek için kullanılan iki yaygın yöntem vardır. Birinci optimizasyon yöntemi doğrudan yöntemdir. Doğrudan yöntemde, hedef fonksiyonun eğimlerine ve kritik kısıtlamalarına bağlı olarak bir arama yönü belirlenir ve daha sonra bu arama doğrultusu boyunca bir hat araştırması gerçekleştirilir.

Doğrudan sayısal yöntemle ilgili temel kavramlar: Doğrudan sayısal yöntemde, tekrarlamalı süreci başlatmak için bir tasarım seçeriz. Daha fazla hareket mümkün olmayana ve optimal koşullar memnun edici olana kadar yinelemeli süreç devam eder. Hemen hemen tüm sayısal yöntemler, aşağıdaki tekrarlamalı süreç üzerine kuruludur;

$$\text{Vektör formu: } X^{(k+1)} = X^{(k)} + \Delta X^{(k)}; k = 0,1,2, \dots \quad (2.1)$$

$$\text{Bileşen formu: } x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} + \Delta x_i^{(k)}; k = 0,1,2, \dots \quad (2.2)$$

$i=1$  den  $n$ 'e.

Formüllerdeki  $k$ , yineleme veya tasarım döngüsü sayısını temsil eder;  $i$  ise kaçınıcı tasarım değişkeni olduğunu ifade eder ve  $X$  başlangıç tasarım tahminidir.  $\Delta$  ise, mevcut tasarımda küçük bir değişikliği temsil eder.  $\Delta X^{(k)}$  tasarımındaki değişiklik,

$$\Delta X^{(k)} = a_k d^{(k)} \quad (2.3)$$

Şeklinde ayrıştırılmıştır. Burada  $d^{(k)}$  araştırma yönü  $a_k$  ise araştırma yönündeki adım büyüklüğüdür. Böylece, tasarımı iyileştirme, arama yönünün ve adım büyüklüğü belirlemedeki alt problemlerin çözümünü içerir. Her iki alt problemin çözümü, mevcut tasarım noktasında maliyet ve kısıtlama fonksiyonlarının yanı sıra gradyan değerlerini de içerebilir. Alt problemlerin çözümü, mevcut tasarım noktasında maliyet ve kısıtlama fonksiyonlarının değerlerini içerebilir.

Doğrudan yöntemler için CPU zaman maliyeti, tasarım değişkenlerinin sayısı ile orantılıdır. Bu yön bulma probleminden kaynaklanmaktadır. Çok sayıda tasarım değişkeniyle ilgili problemler, yön bulma problemindeki sayısal zorluklar nedeniyle yakınsamada başarısız olma eğilimindedir.

Tasarım değişkenlerinin sayısı tipik olarak 500'den daha az kalmasına rağmen, çok sayıda kısıtlama ele alınabilir. Bunun nedeni, yön bulma probleminin sadece en kritik kısıtlamalarla ilgili olması ve bu sayı genellikle tasarım değişkenlerinin sayısına veya azlığına çokluğuna göre olmasıdır. Doğrudan yöntem, genellikle az sayıda tasarım



değişkeni, 100'den az ve birçok kısıtlamanın olduğu boyut ve şekil optimizasyonunda iyi çalışır.

İkinci optimizasyon yöntemine ikili yöntem denir. Bu yöntemde, çift optimizasyon problemini oluşturmak için konveks ayrılabilir yaklaşım kullanılır.

İkili doğrusal programlama yöntemiyle ilgili temel kavram: Her doğrusal programlama problemi ile ilişkili olarak ikili diye adlandırılan bir başka LP problemidir. Orijinal LP sorunu primer olarak adlandırılır. Eğer primer  $n$  değişkenlerini ve  $m$  kısıtlamalarını içeriyorsa, İkili de  $n$  kısıtlamalarını ve  $m$  değişkenlerini içerir. Her ikisinin çözümünde, bir diğerine kolayca çözüm elde edebilir.

Standart primer LP'de primer ve karşılık gelen ikili problemleri tanımlamanın birkaç yolu vardır. Ancak şu şekilde tanımlanabilir: Primer hedef işlevini en üst düzeye çıkarmak için  $x_1, x_2, \dots, x_n$  öğelerini bulalım,

$$z_p = d_1x_1 + d_2x_2 + \dots + d_nx_n = \sum_{i=1}^n d_i x_i \equiv d^T X \quad (2.4)$$

Kısıtlamalara tabi olarak,

$$a_{11}x_1 + a_{22}x_2 + \dots + a_{1n}x_n \leq e_1 \quad (2.5)$$

$$(AX \leq e) \quad (2.6)$$

$$a_{m1}x_1 + a_{m2}x_2 + \dots + a_{mn}x_n \leq e_m \quad (2.7)$$

$$x_j \geq 0; j = 1 \text{ den } n'e \quad (2.8)$$

$z$  'deki " $p$ " alt sınırı, primer hedef işlevini gösterir. İkili LP probleminde: standart primer için ikili LP aşağıdaki gibi tanımlanır:

İkili objektif fonksiyonunu en aza indirmek için  $y_1, y_2, \dots, y_n$  ikili değişkenlerini bulalım.

$$f_d = e_1y_1 + e_2y_2 + \dots + e_ny_n = \sum_{i=1}^n e_i y_i \equiv e^T y \quad (2.9)$$

Kısıtlamalara tabi olarak,

$$a_{11}y_1 + a_{22}y_2 + \dots + a_{1m}y_m \leq d_1 \quad (2.10)$$

$$(A^T y \leq d) \quad (2.11)$$

$$a_{1n}x_1 + a_{2n}x_2 + \dots + a_{mn}y_m \leq d_n \quad (2.12)$$

$$y_i \geq 0; i = 1 \text{ den } m'ye \quad (2.13)$$

$d$  'deki " $f$ " alt sınırı, ikili problem için sabit fonksiyon işlevini gösterir.

İkili problemde, hareket yönü aktif kısıtlama seti tarafından belirlenir. İkili yöntem, çok sayıda tasarım değişkenine sahip olan problemler için çok etkilidir, ancak sadece az sayıda kısıtlama için geçerlidir. Yüz binlerce tasarım değişkeni ve sadece birkaç global (uyumluluk, frekans, kütle, vb) kısıtlama için ikili yöntem, topoloji ve topografya optimizasyon problemlerinde iyi çalışır (Chong ve Zak, 2001).

Ticari optimizasyon yazılımının çok genel olması gerektiğinden, hem doğrudan hem de ikili optimizasyon yöntemleri mevcut olmalıdır. Yazılımın, mevcut problem tanımına göre hangi yöntemi kullanacağını otomatik olarak seçmesi gerekir.

Bir problemin doğru formülasyonu, o problemi çözmek için gereken toplam çabanın yarısından fazlasını gerektiren önemli bir rol oynar. Bu nedenle, tasarım optimizasyon problemini formüle etmek için uygun prosedürleri takip etmek çok önemlidir. Optimizasyon problemi formülasyonu için çeşitli ön analizlerin tamamlandığı ve konseptin detaylı bir tasarımının yapılması gerektiği varsayılmaktadır.

Optimum tasarım probleminin formüle edilmesinde, problemin sözlü bir tanımını iyi tanımlanmış bir matematik ifadesine aktarılması tasarım değişkeninin etkenidir.

Formülasyon süreci, tasarım değişkenleri denilen sistemi tanımlamak için bir değişkenler kümesini tanımlayarak başlar. Değişkenlere sayısal değerler verildiğinde, sistemin bir tasarımına sahip oluruz. Bu değişkenler serbest olarak kabul edilir çünkü tasarım onlara herhangi bir değer atayabilir. Problemin uygun şekilde formüle edilmesindeki ilk önemli adım, sistem için tasarım değişkenlerini tanımlamaktır. Bazen daha fazla değişkenleri belirlemek istenebilir. Bu istek problem formülasyonunda ek bir esneklik sağlar. Daha sonra, herhangi bir değişkene sabit sayısal değerler atamak mümkün olabilir ve böylece problemi formülasyonundan çıkarır. Ayrıca, tasarım değişkenleri mümkün olduğunca birbirinden bağımsız olmalı ve tasarım problemini düzgün bir şekilde formüle etmek için gerekli minimum sayıda tasarım değişkeni tanımlanmalıdır.

Tüm sistemler, kaynak kısıtlamaları, malzeme hatası, sistemin tepkisi, eleman boyutları vs. gibi belirli bir dizi kısıtlama içinde gerçekleştirilmek üzere tasarlanmıştır. Kısıtlamalar sistemin tasarım değişkenlerinden etkilenmelidir. Eğer kısıtlar tasarıma uygun olursa, o zaman uygun (işlevsel) bir tasarıma sahibiz demektir. Kısıtlamalar, doğrusal, doğrusal olmayan, eşitlik veya eşitsizlik kısıtı biçiminde bir tasarım probleminde ortaya çıkabilir.

Bir problem tanımı öznel olduğunda, farklı tasarımcılar aynı algılanan ihtiyaçlar için farklı bir tasarım gereksinimi tanımlayabilir. Verilen bir tasarımın diğerinden daha iyi olup olmadığına karar vermek için bir ölçüt gereklidir. Bu ölçüt, amaç fonksiyonu veya maliyet fonksiyonu olarak adlandırılır. Geçerli bir amaç işlevi veya maliyeti fonksiyonun tasarım değişkenlerinin bir fonksiyonu olmalıdır. Bir tasarım optimizasyon probleminin en uygun formülasyonunun önemini, en iyi şekilde anlaşılması gerekir çünkü çözüm sadece formülasyon kadar iyi olacaktır. Pratikte, problem bir kez düzgün formülize edildiğinde, iyi bir yazılım genellikle çözmek için yeterli olacaktır.

Standart tasarım optimizasyon modeli tanımlandığı şekliyle şöyledir: bir tane  $n$  vektörü olsun, maliyet fonksiyonunu en aza indirmek için  $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  fonksiyonun tasarım değişkenleri,

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.14)$$

$p$  eşitlik kısıtlamalarına göre,

$$h_j(x) = h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 ; j = 1 \text{ için } p \quad (2.15)$$

$m$  eşitsizlik kısıtlamaları,

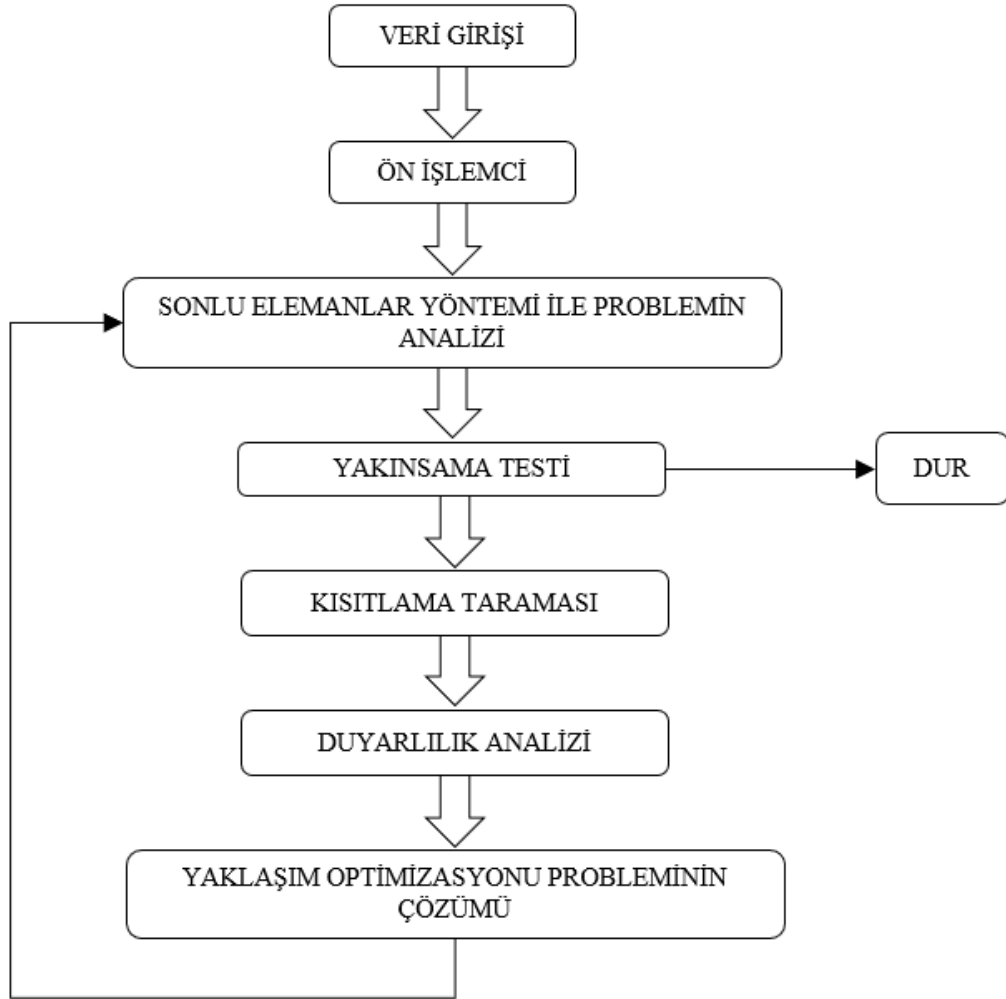
$$g_i(x) = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0 ; i = 1 \text{ için } m \quad (2.16)$$

$p$  toplam eşitlik kısıtlaması sayısıdır ve  $m$  ise toplam eşitsizlik kısıtlaması sayısıdır (Suh, 1990).

## 2.7 İterasyon Çözümü

Optimizasyon yazılımları, optimizasyon problemini çözmek için lokal yaklaşım yöntemi olarak bilinen yinelemeli bir prosedür kullanır. Bu yaklaşım; sadece küçük değişikliklerin, her bir optimizasyon adımı ile tasarımda meydana geldiği varsayımına dayanmaktadır. Sonuç yerel bir minimumdur ve en büyük değişiklikler ilk birkaç optimizasyon aşamasında ortaya çıkar ve sonuç olarak, pratik uygulamalarda birçok sistem analizi gerekli değildir. Yapısal tepkilerin tasarım duyarlılık analizi (tasarım değişkenlerine göre), basit bir tasarım varyasyonundan hesaplama optimizasyonuna kadar olan adımı atmanın en önemli bileşenlerinden biridir. Tasarım güncellemesi, hassasiyet bilgisi kullanılarak oluşturulan, yaklaşık optimizasyon probleminin çözümü kullanılarak hesaplanır.

Bu yöntem, Şekil 2.2'deki adımları kullanarak optimizasyon sorununun çözümünü belirler.



**Şekil 2.2 :** Hesaplamalı Optimizasyon Süreci-İterasyon akış şeması

Önceki bölümde açıklanmış olan ikili ve primer yönlendirme yöntemlerini içeren OptiStruct: optimalite kriterleri yöntemi gibi uygulanan başka bir yonteme de sahiptir. Optimalite kriterleri yöntemi, kütle (hacim) veya kütle (hacim) kısım kısıtlaması ile minimum uyum (karşılıklı frekans, ağırlıklı uyum, ağırlıklı karşılıklılık, uyumluluk indeksi) kullanarak klasik topoloji optimizasyon formülasyonları için kullanılır. İkili ve primer yöntemler, kısıtlamaların sayısına ve tasarım değişkenlerine bağlı olarak kullanılır. Tasarım değişkenlerinin sayısı kısıtlamaların sayısını (topoloji ve topoğrafya optimizasyonunda yaygın) aşarsa ikili yöntem avantajlı olur. Primer yöntem, büyüklük ve şekil optimizasyonlarında daha yaygın olan karşı durumda kullanılır. Ancak, OptiStruct otomatik olarak seçim yapar (Arora, 1989).

Sonuç olarak, yaklaşım yöntemleri için, ticari yazılım, yanıt tipi ve tasarım değişken tipine bağlı olarak her bir cevap için doğrudan, karşılıklı veya ölçülü bir yaklaşımın kullanılıp kullanılmadığını belirlemelidir. Yanıt ve tasarım değişkenleri arasındaki ilişkinin ne olduğu net değilse, ticari yazılım, yaklaşık bir optimum tasarımın tam analizini takiben daha doğru (doğrudan, karşılıklı veya ölçülü) belirleyebilmelidir. Bu, ilk yaklaşık problem için genel bilgiye bağlıdır ve her bir cevap tipi için bir yaklaşım seçilir. Yaklaşık problemin optimumu elde edildikten sonra, bu tasarımdaki yanıt değerleri, her üç yaklaşım için de hesaplanır. Kesin analizden sonra, yaklaşık üç değer gerçek yanıt değeri ile karşılaştırılır ve bir sonraki yaklaşım probleminde daha doğru yaklaşım tercih edilir (Thomas ve diğ, 2002).

## **2.8 Kısıtlama Taraması**

Amaç fonksiyonu ve tüm kısıtlamalar her sonlu eleman analizinden sonra değerlendirilir. Kritik olmayan veya potansiyel olarak kritik olmayan kısıtlamalar, daha sonra mevcut tasarım döngüsü için silinir.

Bu, hassasiyet analizinin maliyetini azaltmak ve yaklaşık optimizasyon probleminin boyutunu azaltmak için yapılır. Varsayılan olarak, yalnızca kritik değerinin %50'sinde olan kısıtlamalar korunur. Ayrıca, yapının bir bölgesinde bir dizi kısıtlama aktif ise, bir stres konsantrasyonunun yakınıdaysa, en kritik değerlerinin sadece %20'si (varsayılan değer) korunur.

## **2.9 Duyarlılık Analizi**

Karmaşık bir yapının analizindeki ilk adım, süreklilik denklemlerinin sonlu elemanlar, sonlu farklar veya benzer bir modele mekansal/uzaysal ayrımıdır. Analiz problemi, cebirsel denklemlerin, cebirsel özdeğer problemlerinin veya sıradan diferansiyel denklemlerin çözümünü gerektirir. Duyarlılık hesaplaması, bu denklemlerin çözüm türevlerinin katsayılarına göre elde edilmesinin matematiksel denklemidir. Bazı durumlarda, tasarım değişkenlerine göre yapıyı düzenleyen süreklilik denklemlerini ayrıştırma sürecinden önce ayırt etmek avantajlıdır. Bu avantajlardan biri, elde edilen hassasiyet denklemlerinin, sonlu elemanlar, Ritz çözümü, vb. çeşitli analiz tekniklerine eşit olarak uygulanabilir olmasıdır. Temel doğrusal analiz türleri için, gradyan tabanlı optimizasyon en verimli yaklaşımdır. Bu yaklaşım etkin bir şekilde

gerçekleştirilmezse, duyarlılık analizi aslında orijinal yanıt analizinden daha uzun sürebilir.

Tepki sayısı  $g$  aşağıdaki yerdeğişirmelerden hesaplanır:

$$g = q^T u \quad (2.17)$$

Bu tepkinin, tasarım değişkeni  $x$ 'e göre duyarlılığı veya tepkinin gradyandı:

$$\frac{\partial g}{\partial x} = \frac{\partial q^T}{\partial x} u + q^T \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.18)$$

Doğrudan ve eş değişkenlik yöntemi olarak adlandırılan bu iki yaklaşımın, duyarlılık analizine uygulanması mümkündür. Denge denklemi şu şekildedir:

$$Ku = f \quad (2.19)$$

Tasarım değişkeni olan  $x$ 'e göre türevi ise:

$$\frac{\partial K}{\partial x} u + K \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial f}{\partial x} \quad (2.20)$$

Yerdeğişirme vektörü  $u$ 'nun duyarlılığı şu şekilde hesaplanabilir:

$$K \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{\partial K}{\partial x} u \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = K^{-1} \left[ \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{\partial K}{\partial x} u \right] \quad (2.22)$$

Bu denklemi kullanarak, yanıt gradyanının hesaplanmasındaki en büyük maliyet, yer değiştirme vektörünün tasarım değişkenine göre türevinin hesaplanmasını için ileri geri hareket gerekliliğidir. Bu işlemde doğrudan yöntem kullanılır. Her tasarım değişkeni için ileri geri hareketi gereklidir. Eğer kısıtlamalar birden fazla yük durumunda aktif ise ve yük tasarım değişkeninin bir fonksiyonuysa (şekil kuvveti için vücut kuvveti veya basınç yükleri söz konusuysa), her bir aktif yük durumu için ileri geri hareket ettirme gerçekleştirilmelidir. Yükler, tasarım değişkenlerinin bir fonksiyonu değilse de, birden fazla sınır koşuluna sahip aktif yük durumları varsa, her bir aktif sınır koşulu için ileriye doğru hareket grubu gerçekleştirilmelidir (Bendsoe ve Sigmund, 2003).

Eş değişken yönteminin duyarlılık analizi için, eş değişken vektörü  $a$  diye tanımlanmıştır ve şu şekilde hesaplanır:

$$Ka = f \quad (2.23)$$

Daha sonra kısıtlamanın türevi şu şekilde hesaplanabilir:

$$\frac{\partial g}{\partial x} = \frac{\partial q^T}{\partial x} u + a^T \left[ \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{\partial K}{\partial x} u \right] \quad (2.24)$$

Duyarlılık analizi için eş değişkenlik yöntemi kullanıldığında, her bir korunan kısıtlama için ve eş değişken vektörü  $a$  yı hesaplamak için bir ileri-geri yerdeğiştirme gereklidir. Şekil ve boyut optimizasyonunda ve çok sayıdaki kısıtlamalarda genellikle küçük sayıda tasarım değişkeni vardır.

Çok sayıda kısıtlama, stres kısıtlamalarından gelir. Her biri tek bir stres kısıtlaması olan 20 bin eleman ve 10 yük durumu varsa, toplam 200 bin olası stres kısıtlaması vardır.

Topoloji optimizasyonunda tipik olarak çok sayıda tasarım değişkeni (eleman başına 1 ile 3 arasında) ve az sayıda kısıtlama vardır. Stres kısıtlamaları genellikle topoloji optimizasyonu göz önüne alınmadığından, duyarlılık analizi için eş değişken yönteminin topoloji optimizasyonu için kullanılması (hesaplama maliyetlerini düşürmek için) anlamlıdır.

Şekil ve boyutlandırma optimizasyonu için, duyarlılık analizinde doğrudan yöntemi kullanmak genellikle yararlıdır. Bununla birlikte, bazı durumlarda, çok sayıda tasarım değişkeni ve az sayıda kısıtlama olduğunda, eş değişkeni yöntemi kullanılmalıdır. Örneğin, bir topografya optimizasyonunda, gradyanların hesaplanması gereken kısıtlamaların sayısı kısıtlama taraması kullanılarak azaltılabilir. Kısıtlama taramasıyla, ihlal edilmeye yakın olmayan kısıtlamalar göz ardı edilir. Sadece ihlal edilmiş veya neredeyse ihlal edilen kısıtlamalar korunur. Ayrıca, yapının küçük bir bölgesinde tutulan pek çok stres kısıtlaması varsa, bir stres konsantrasyonunda, sadece birkaç kritik ihtiyaç korunur.

Bir ticari optimizasyon paketinin, kısıtlama değeri ve kısıtlama bölgesine dayalı olarak kısıtlama taraması gerçekleştirmesi gerekir. Bu aktif kısıtlama sayısını ve böylelikle duyarlılık maliyetlerini azaltır. Kısıtlama taraması gerçekleştirildikten sonra; kod, duyarlılık analizi için doğrudan veya bitişik duyarlılık yöntemine otomatik olarak karar vermelidir. Bu seçim, tasarım değişkenlerinin sayısına, aktif yük durumlarına ve sınır koşullarına ve korunan kısıtlamaların sayısına göre yapılır.

## 2.10 Hareket Sınır Ayarları

Tasarım, yaklaşık optimizasyon problemindeki başlangıç noktasından uzaklaştıkça, yaklaşık değerler daha az doğru olur. Yaklaşık optimum tasarımların gerçek optimum tasarıma yakın olmadığından bu tüm yakınsamanın yavaşlamasına yol açabilir. Tasarım değişkenleri veya ara tasarım değişkenlerindeki hareket limitleri, yaklaşımların doğruluğunu korumak için kullanılır. Küçük hareket limitleri daha yumuşak bir yakınsamaya yol açar. Her yinelemede oluşan küçük tasarım değişiklikleri yüzünden birçok yineleme gerekebilir.

Kritik kısıtlamalar yanlış hesaplandığında, büyük hareket limitleri, uygulanabilir tasarımlar arasında salınımlara yol açabilir. Yaklaşımlar doğruysa, büyük hareket limitleri kullanılabilir. Yaklaşık optimizasyon probleminde tipik hareket limitleri, mevcut tasarım değişken değerinin %20'sidir. Gelişmiş yaklaşım kavramları kullanılırsa, %50'yi aşan hareket limitleri mümkün olabilir.

Gelişmiş yaklaşım kavramlarıyla, tasarım değişkenleri hususunda gerçek tepki davranışının zayıf tahminlerine sahip olmak mümkün olabilir. Doğru olmayan yaklaşımlar için veya doğru yaklaşımlar ve daha küçük hareket limitleri için daha büyük hareket limitleri kullanmak daha iyi olabilir. Benzer tasarım değişken hareket limitlerinin tüm tepki yaklaşımları için kullanılması gerektiğini göz önünde bulundurmalıyız. Tasarımı yönlendiren tepki yaklaşımlarına bakmak da önemlidir. Bu yaklaşımlar amaç fonksiyonları ve en kritik kısıtlamalardır. Amaç fonksiyonları yanlış yönde hareket ederse veya kritik kısıtlamalar daha da ihlal edilirse, bu durum yaklaşımların doğru olmadığına bir işarettir. Bu durumda, tüm tasarım değişken hareket limitleri azaltılır. Ancak, hareket limitleri çok küçük olursa, optimum tasarımdan uzun bir yol olan tasarım değişkenleri yavaşça değişmeye zorlandığından, yakınsama yavaşlayabilir. Bu nedenle, aynı üst veya alt hareket sınırına ulaşmaya devam eden tasarım değişkenleri üzerindeki hareket limitleri artırılır.

Hareket limit ayarı probleme bağlı olduğundan, bu işlem ticari optimizasyon yazılımında otomatik olarak yapılmalıdır. Hareket limit ayarının ve gelişmiş yaklaşım kavramlarının kullanımı ticari optimizasyon yazılımında çok önemlidir. Tek bir tam sonlu eleman analizinin saatler alabileceği genel çalışmada, sadece çalışma süresini azaltmak önemli değildir, aynı zamanda yakınsamayı sağlamlaştırmak da daha önemlidir. Bu sağlamlık, optimizasyon parametrelerini düzeltme/ayarlama ihtiyacını



azaltır. Akademik kodlarda, optimizasyon parametreleri genellikle aynı örnek problemin denenmesi ve tekrarlanması ile ayarlanır. Ticari bir müşteri, üretim optimizasyon problemlerini yeniden işlemek için ne zamana ne de uzmanlığa sahip değildir. Hareket limiti, OptiStruct tarafından otomatik olarak ayarlanır (Thomas ve diğ, 1992).



### 3. YOLCU KOLTUĞU KOMPONENT TASARIMI

Birçok faktör, yolcu koltuğunun tasarım aşamasını etkiler ve bu faktörler konfor, emniyet vb. gibi sıralanabilir. Tasarımda istenilen konfor ve ek taleplerin haricinde yasal zorunluluklar da kesinlikle yerine getirilmelidir. Çeşitli koltuk tipleri karşılaştırıldığında, koltuğun içerisinde bulunduğu araç ağırlaştıkça test yükleri daha da hafifleşir. Maliyet ve verimlilik hususları ele alındığında bir koltukta meydana gelecek ağırlık azaltılması toplamda taşıtta hatırı sayılır bir hafifleme sağlayacaktır. Koltukta kullanılan her bir komponent için tasarım çalışmalarının optimum düzeyde yapılması bu nedenle aşırı önemlidir. Bu prosedürün pratiğe dönüştürülmesi ve bir zorunluluk haline gelmesi gereklidir.

#### 3.1 Taşıtların Sınıflandırılması

Araçlar yönetmelikler çerçevesinde kütlelerine, yolcu sayılarına, dingil sayılarına, taşıma amaçlarına (yük veya yolcu), arazi veya normal kullanımlarına ve motorlu/motorsuz olma durumlarına vb. genel yapılarına göre farklı kategorilere ayrılmaktadırlar. Araç kategorileri aşağıdaki sınıflandırmaya uygun olarak tanımlanır:

**M Kategorisi:** Yolcu taşıma amacıyla tasarımlanmış ve imal edilmiş, en az dört tekerlekli motorlu araçlardır.

**M1 Kategorisi:** Yolcu taşıma amacıyla tasarımlanmış ve imal edilmiş, sürücü koltuğuna ilave olarak en fazla sekiz kişilik oturma yeri olan motorlu araçlardır.

**M2 Kategorisi:** Yolcu taşıma amacıyla tasarımlanmış ve imal edilmiş, sürücü koltuğuna ilave olarak sekizden fazla oturma yeri olan ve azami kütlesi 5 ton'u aşmayan motorlu araçlardır.

**M3 Kategorisi:** Yolcu taşıma amacıyla tasarımlanmış ve imal edilmiş, sürücü koltuğuna ilave olarak sekizden fazla oturma yeri olan ve azami kütlesi 5 ton'u aşan motorlu araçlardır.







**N Kategorisi:** Yük taşıma amacıyla tasarlanmış ve imal edilmiş, en az dört tekerlekli motorlu araçlardır.

**N1 Kategorisi:** Yük taşıma amacıyla tasarlanmış ve imal edilmiş, azami kütlesi 3,5 ton'u aşmayan motorlu araçlardır.

**N2 Kategorisi:** Yük taşıma amacıyla tasarlanmış ve imal edilmiş, azami kütlesi 3,5 ton'u aşan, 12 ton'u aşmayan motorlu araçlardır.

**N3 Kategorisi:** Yük taşıma amacıyla tasarlanmış ve imal edilmiş, azami kütlesi 12 ton'u aşan motorlu araçlardır.

Şekil 3.1'de bazı taşıt sınıflarına ait görsellere yer verilmiştir.

YOLCU TAŞIYAN	M1		YÜK TAŞIYAN	N1	
	M2			N2	
	M3			N3	

Şekil 3.1: Bazı taşıt sınıflarına ait görseller.

**O Kategorisi:** Römorklar, kendinden tahrikli olmayan araçlardır (yarı römorklar dahil).

**G Kategorisi:** Arazi tipi araçlar

**L kategorisi:** 2 veya 3 dingilli araçlar (motosikletler)

**T kategorisi:** Traktörler

Sürücüyü ilave olarak 22 yolcu kapasitesini aşan araçlar için üç sınıf araç vardır:

**Sınıf 1:** Yolcunun sık sık yapacağı hareketlere imkan sağlamak üzere ayakta duran yolcular için alanları bulunan araçlardır.

**Sınıf 2:** Prensipte olarak, oturan yolcuları taşımak için imal edilmiş ve ikili-çift sıralı koltuklar için ayrılan alana geçmeyen, geçit koridorunda ve/veya ayakta durma alanında ayakta duran yolcuların taşınmasına imkan sağlamak üzere tasarlanmış araçlardır.

**Sınıf 3:** Sadece oturan yolcuları taşımak için imal edilmiş araçlardır.

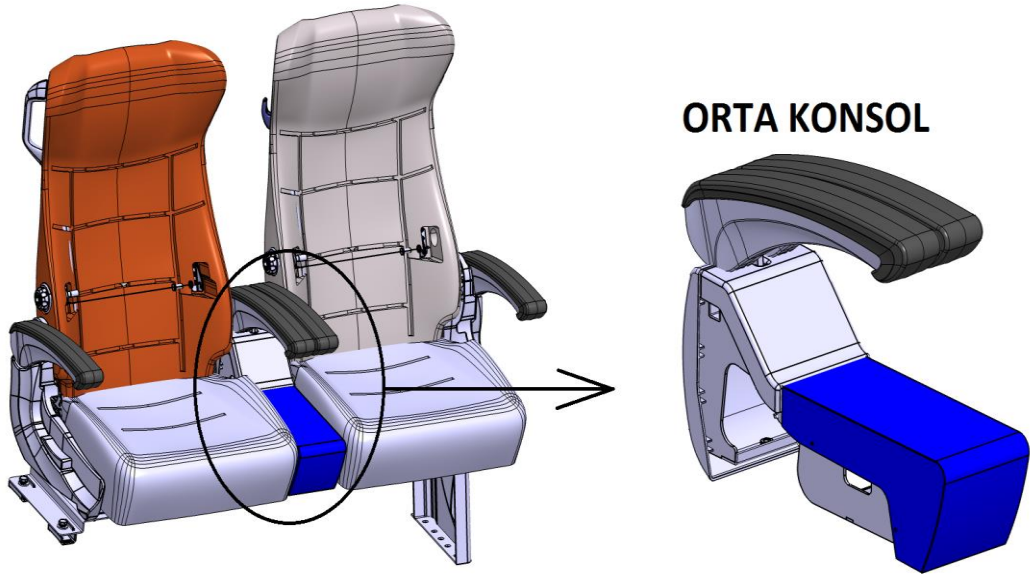
Sürücüyü ilave olarak 22 yolcu kapasitesini aşmayan araçlar için iki sınıf araç vardır:

**Sınıf A:** Ayakta duran yolcuları taşımak için tasarlanmış araçlar. Bu sınıftaki bir araç, koltuklara ve ayakta duran yolcular için bir düzene sahip olmalıdır.

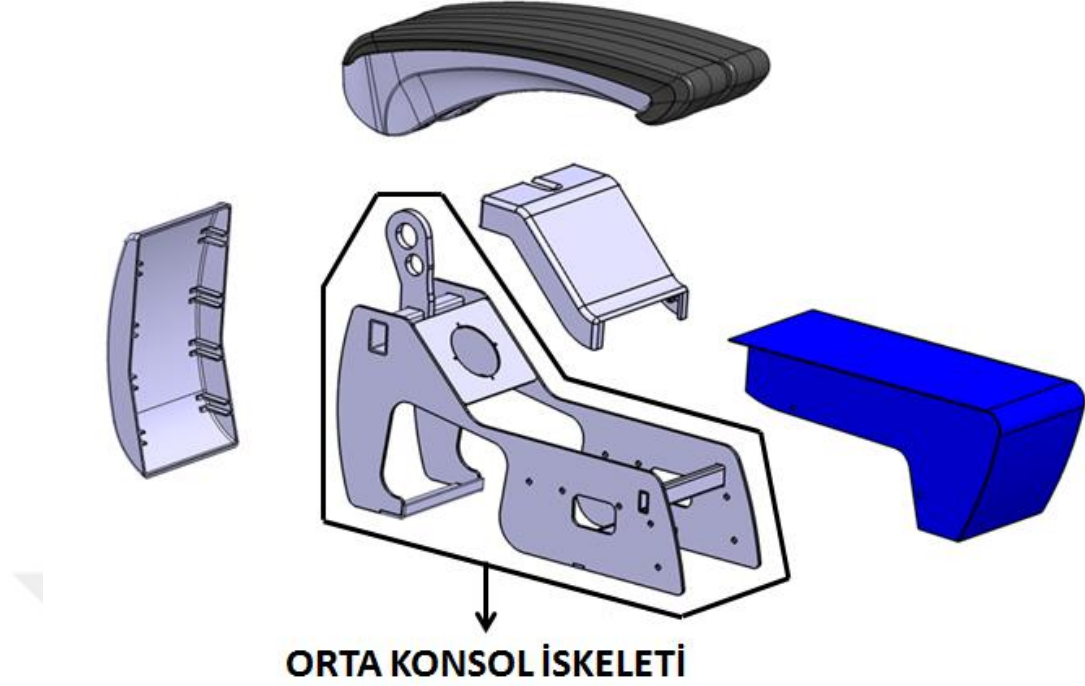
**Sınıf B:** Ayakta duran yolcuları taşımak için tasarlanmamış araçlar. Bu sınıftaki bir araç, koltuklara ve ayakta duran yolcular için bir düzene sahip değildir.

### 3.2 Orta Konsol Hafifletme Çalışması

Bu tez çalışmasında VIP yolcu koltuklarında kullanılan orta konsol mekanizmasının iskelet(karkas) yapısında hafifletme çalışması yapılacaktır. Yapılacak çalışmayla birlikte otomotiv sektöründe kullanılan koltukların iyileştirilmesi ve yüksek performanslı koltuk komponentlerinin geliştirilerek hafifletilmesi hedeflenmiştir. Yapısal optimizasyon teknikleri ile bilgisayar ortamında yapılacak implicit ve/veya explicit analizlerle parçalardaki stress dağılımı ve deformasyonlar gözlenecek ve tasarım doğrulaması yapılarak optimizasyonlu yeni geometrilerle prototip maliyetleri en aza indirilecektir. Şekil 3.2’de yolcu koltuğu ve orta konsol gösterilmiştir. Şekil 3.3’de ise orta konsol alt montaj parçaları ve optimizasyonu yapılacak olan orta konsol iskeleti gösterilmiştir.



Şekil 3.2 : Yolcu koltuğu ve orta konsol.



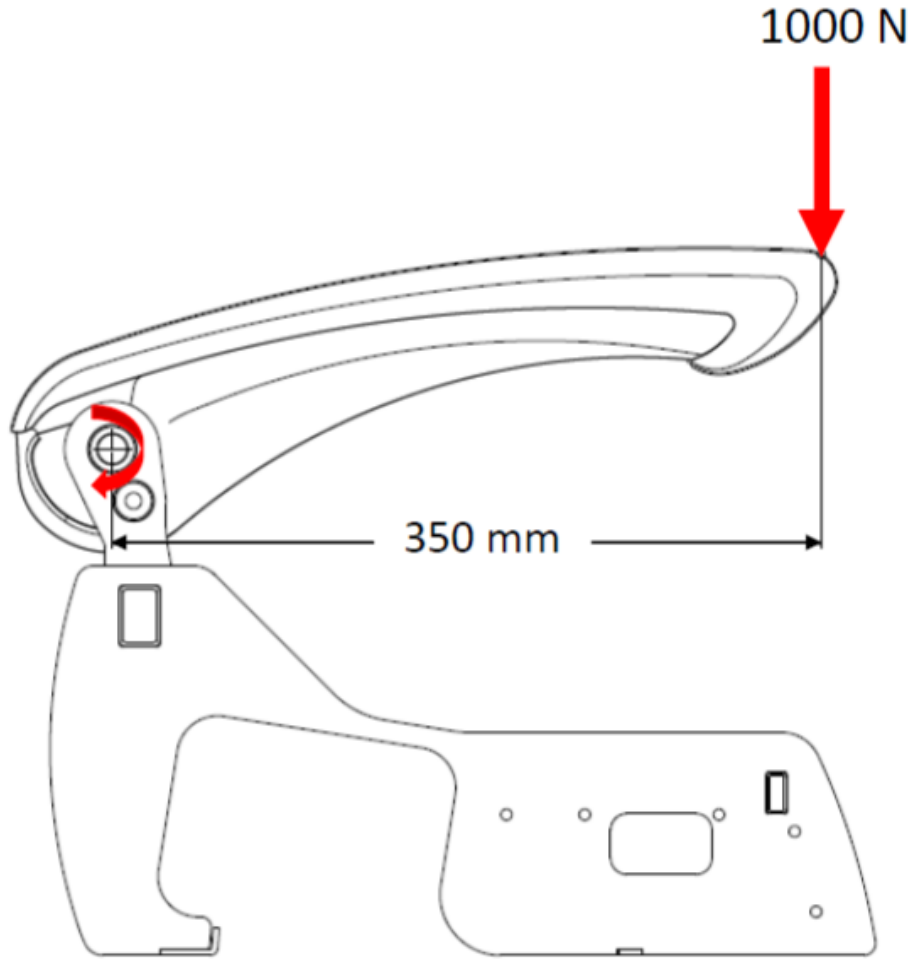
**Şekil 3.3 :** Orta konsol alt montaj parçaları ve optimizasyonu yapılacak olan orta konsol iskeleti.

Çalışmada başlıca hedef stress dağılımına göre optimum tasarımı elde etmektir. Topoloji optimizasyonu yapılırken ilk önce bir amaç fonksiyonu belirlenir ve ardından tasarım değişkeni ve kısıtlamalar tanımlanarak sonlu elemanlar modeli kurulur. Tasarlanan orta konsol datası MSC Apex'e alınarak sonlu elemanlar modeli oluşturulacak ve iskeleti oluşturan komponentler 2 boyutlu shell elemanlar ile modellenecektir. Kaynak ve bağlantı elemanları nodal rigid body şeklinde tanımlanacaktır. İskelette bulunan kaynaklı sacların malzemeleri S235JR ve S355JR olup sisteme tanıtılacaktır. Bu aşamada optimizasyon çalışması yapılırken uygulanacak maksimum kuvvetler statik analiz ile modele aktarılacaktır. Bu yüzden malzemenin sadece elastisite modülü, kesme modülü, poisson oranı ve yoğunluğu programa tanıtılacaktır.

### 3.2.1 Analiz senaryosunun oluşturulması

Hafifletme çalışması yapılacak olan orta konsol mekanizması ECE R14 ve ECE R80 gibi testlerde doğrudan bir yüke maruz kalmamaktadır ve herhangi bir yasal test zorunluluğu yoktur. Fakat kolçak bölgesinde maruz kalabileceği başka yükler dikkate alınmaktadır. Bu olay gerçekte 100 kg'lık bir ağırlığa sahip insanın kolçağa oturması esnasında iskelette meydana gelen yük ve momentin oluşturacağı stres ve

deplasmanlar incelenir. Olayı basitçe formülize edersek kolçağın uç kısmındaki  $100\text{kg}'\text{lık yük} \times 9.81\text{m/s}^2 = 981\text{ N}$  yaklaşık olarak  $1000\text{ N}$ 'a denk gelmektedir. Kolçak uç noktası ve kolçak dönme merkezi arası mesafe ise  $350\text{ mm}$ 'dir ve kolçak dönme merkezindeki moment;  $0.35\text{ metre} \times 1000\text{ N} = 350\text{ Nm}$ 'dir. Aşağıda Şekil 3.4'de orta konsol için analiz senaryosu gösterilmiştir.



**Şekil 3.4 :** Orta konsol için analiz senaryosu.

### 3.2.2 Akma kriterleri

Von Mises gerilimi, bir materyalin akma veya kırılma gösterip göstermediğini belirlemek için kullanılan bir değerdir. Metaller gibi çoğunlukla sünek malzemeler için kullanılır. Von mises akma kriteri; yük altındaki von mises stresinin basit gerilim altındaki aynı malzemenin akma limitine eşit veya büyük olması ile ifade edilir.

Elastisite teorisinin tarihinin, 17. yüzyılda Robert Hooke'un, bir yayın deformasyonunu ve bir kirişin yer değiştirmesi gibi günümüzde mühendislik için

temel olan kavramları araştıran çalışmaları ile başladığı yaygın olarak kabul edilmektedir. Bununla birlikte, araştırmanın aynı zamanda eterin doğasını ve teorisini yorumlama girişimi ile bağlantılı olması nedeniyle, mühendisliğin elastisite teorisini çalışmasının tek nedeni olduğunu düşünmemek önemlidir.

Sadece 19. yüzyılda, yapıların elastisitesi matematiksel ve niceliksel teorisinin, elastik fenomenleri modellerken integral ve diferansiyel hesabı kullanımına izin veren sürekli mekanikler ile birlikte doğduğu ortaya çıkmıştır. Süreklilik mekaniğinde, ortamın homojenleştirilmesi olarak adlandırılan, mikroskobik dalgalanmaların ortalaması alınarak, ortamı modelleyen sürekli bir alan elde edilebileceği varsayılır. Bu nedenle, her zaman için ve ortamın işgal ettiği her nokta için, dakik bir parçacık olduğunu varsayar.

Pek çok teori ve kavram, temel mekanizma kavramından türetilmiştir. Bunlardan biri, kauçuk rulmanlar ve diğer sünek malzemelere sahip uygulamalar gibi birçok alanda uygulanan maksimum distorsiyon enerji teorisidir. İlk olarak 1904 yılında Hubert tarafından önerilmiş ve 1913'te Von Mises tarafından geliştirilmiştir. Buna göre, distorsiyon enerjisi kritik bir değerere ulaştığında ortaya çıkmaktadır. Her malzeme için spesifik olan bu kritik değer, basit bir gerilim testi yapılarak kolayca elde edilebilir.

Dengeli ya da bozulmamış hali olan bir başlangıç halindeki bir yapı, yapı kuvvetine ya da bir yüzey kuvvetine maruz kaldığında, yapı, yeni bir mekanik denge ya da deforme hal durumuna ulaşıncaya kadar buna uygun olarak deforme olur. İç yapı kuvvetleri, yerçekimi gibi bir kuvvet alanının sonucudur ve yüzey kuvvetleri, diğer yapılarda temas yoluyla yapıya uygulanan kuvvetlerdir.

Dış kuvvetler arasındaki ilişki stresi ve birim uzamayı karakterize eden yapının deformasyonu stres-strain ilişkileri olarak adlandırılır.

Bu ilişkiler, yapıyı oluşturan ve aynı zamanda kurucu denklemler olarak bilinen malzemenin özelliklerini temsil eder.

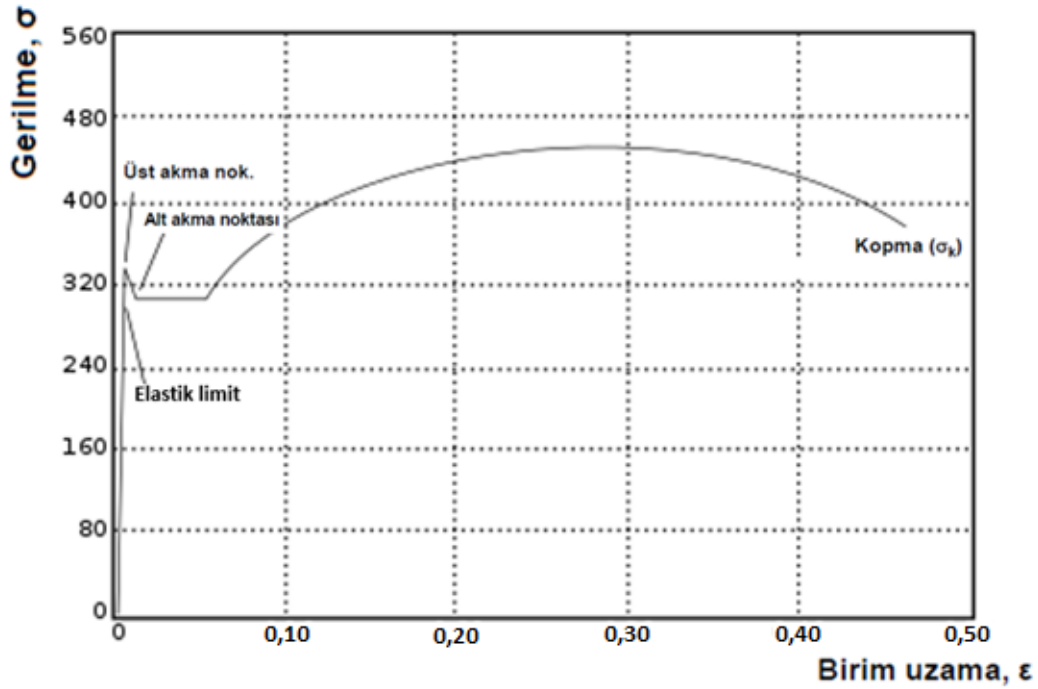
şekil 3.5'de hafif bir elik kirişin tek eksenli çekme-basma yanıtını incelerken elde edilen eğriyi göstermektedir. Vurgulanan her noktanın açıklaması şoyledir:

Elastik sınır, gerilme ve birim uzama sırasında enerjinin kaybolmadığı bölgeyi tanımlar. Yani, elastik sınırı aşmayan süreçler tersine çevrilebilir. Bu limite ayrıca akma gerilmesi denir. Bu sınırın üstünde deformasyonlar elastik olmayı bırakıp plastik

olmaya başlar ve deformasyon geri dönüşü olmayan bir durumu içerir. Elastik sınırın gerilim değeri burada  $S_y$  olarak adlandırılır.

Yumuşak çelik, plastik aralık içinde olduğunda ve üst akma sınırı olarak adlandırılan kritik bir noktaya ulaştığında, deformasyona tekrar direnç göstermeye başlayana kadar, deformasyonun sabit gerilimde olduğu daha düşük akma sınırına hızla düşecektir.

Kopma veya kırılma, stresin neden olduğu bir nesnenin ayrılmasıdır. Bu nedenle, bu noktada, yapının kırılması beklenir. Sadece büyük plastik deformasyonlardan sonra kırılma özelliğine sahip olan yumuşak çelik gibi malzemeler sünek olarak adlandırılır. Burada gösterilen kırılma sünek kırılma olarak adlandırılmaktadır. Diyagramın aşağıda gösterildiği gibi bir eğriye sahip olduğunda sünek kırılmayı tanıyabilirsiniz. Bu, malzeme incelidikçe, kopma gerilmesine ulaştığında aniden kırılıncaya kadar daha fazla basınç uygulandığı anlamına gelir.



**Şekil 3.5 :** Yumuşak çeliğe ait gerilme-birim uzama diyagramı.

Von Mises akma kriteri; von mises'in yük altındaki bir malzemenin stresinin, tek eksenli stres altında malzemenin akma sınırından eşit veya daha büyük olmaması gerektiğini belirtir.



Daha önce tartışılan elastik sınırlar, basit gerilme veya tek eksenli stres deneylerine dayanmaktadır. Maksimum distorsiyon enerji teorisi, malzemelerin, özellikle de sünek malzemelerin, basit gerilme deneyleri sırasında gözlemlenenlerden çok daha büyük olan stres değerlerini gösteren, basit olmayan bir gerilim veya tek eksenli olmayan bir stres deneyinin gerçekleştirilmesi durumunda farklı davrandığı gözlemlerinden kaynaklanmıştır ve tam stres tensörünü içeren bir teori geliştirilmiştir.

Von Mises stresi, metaller ve diğer sünek malzemeler için yaygın olarak kullanılan bir ölçüt kriteridir. Üzerinde etkili olan stres bileşenlerinin kriterlerinden daha büyük olması durumunda, bir yapıda akmanın meydana gelebileceğini belirtir:

$$\frac{1}{6}[(\tau_{11}-\tau_{22})^2 + (\tau_{22}-\tau_{33})^2 + (\tau_{33}-\tau_{11})^2 + 6(\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{13}^2)] = k^2 \quad (3.1)$$

Sabit  $k$ , deney yoluyla tanımlanır ve  $\tau$ , gerilim tensörüdür.  $k$  'nin tanımlanması için gerekli ortak deneyler, yukarıdaki ifadenin aşağıdakilere indirgendiği tek eksenli bir gerilimden meydana gelir:

$$\frac{\tau_y^2}{3} = k^2 \quad (3.2)$$

Eğer  $\tau_y$  basit gerilme elastik sınırına ulaşırsa,  $S_y$ , o zaman yukarıdaki ifade şöyle olur:

$$\frac{S_y^2}{3} = k^2 \quad (3.3)$$

İlk eşitlik şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{1}{6}[(\tau_{11}-\tau_{22})^2 + (\tau_{22}-\tau_{33})^2 + (\tau_{33}-\tau_{11})^2 + 6(\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{13}^2)] = \frac{S_y^2}{3} \quad (3.4)$$

eşitliği sadeleştirsek:

$$\sqrt{\frac{(\tau_{11}-\tau_{22})^2 + (\tau_{22}-\tau_{33})^2 + (\tau_{33}-\tau_{11})^2 + 6(\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{13}^2)}{2}} = S_y \quad (3.5)$$

Von mises stresi,  $\tau_v$ , şu şekilde tanımlanabilir:

$$\tau_v^2 = 3k^2 \quad (3.6)$$

Bu nedenle von mises akma kriteri de genel olarak şu şekilde yeniden yazılır:

$$\tau_v \geq S_y \quad (3.7)$$

Yani, von mises gerilimi, basit gerilim akma limiti stresinden daha fazla ise, malzemenin akması beklenir.

Von Mises stresi gerçek bir stres değildir. Tek eksenli stres akma sınırı ile genel üç boyutlu gerilim arasındaki karşılaştırmayı sağlayan teorik bir değerdir.

Von Mises akma kriteri de oktahedral akma kriteri olarak bilinir. Bunun nedeni, oktahedral düzlemlerde (yani, normaleri koordinat sistemi ile eşit açılara sahip bir oktahedron oluşturan sekiz adet düzlemde) hareket eden kesme gerilmesinin şu şekilde yazılabilesidir:

$$\frac{1}{3}\sqrt{(\tau_1-\tau_2)^2 + (\tau_2-\tau_3)^2 + (\tau_3-\tau_1)^2} = \tau_{oct} \quad (3.8)$$

Bu durumu tek eksenli veya basit gerilme durumuna, basitleştirirsek:

$$\frac{\sqrt{2}}{3}\tau_y = \tau_{oct} \quad (3.9)$$

eğer  $\tau_y$  basit gerilmede elastik sınırına ulaşırsa,  $S_y$ , o zaman yukarıdaki ifade olur:

$$\frac{\sqrt{2}}{3}S_y = \tau_{oct} \quad (3.10)$$

Bu sonucu oktahedral stres ifadesine uygularsak:

$$\sqrt{\frac{(\tau_1-\tau_2)^2 + (\tau_2-\tau_3)^2 + (\tau_3-\tau_1)^2}{2}} = S_y \quad (3.11)$$

Von Mises stresi için elde edilen sonuca benzer şekilde, oktahedral strese dayanan bir kriteri tanımlar. Sonuç olarak, eğer oktahedral stres basit gerilimin akma sınırından daha büyük ise, o zaman akmanın gerçekleşmesi beklenir.

Von Mises stresi, örneğin, boruların yüksek basınç altında ve kombine yükleme koşullarında olması beklenen hidrokarbon rezervuarlarının sondajı gibi alanlarda uygulanabilir. Bu durumda von Mises stresi şu şekilde yazılabilir:

$$\sqrt{\frac{(\tau_z-\tau_t)^2 + (\tau_t-\tau_r)^2 + (\tau_r-\tau_z)^2}{2}} = \tau_v \quad (3.12)$$

$z$ ,  $r$  ve  $t$  eksenel, radyal ve teğetsel gerilimler olduğundan ölçüt, öncekiyle aynıdır, yani yukarıdaki ifadeden elde edilen von mises gerilimi, malzemenin basit gerilmedeki akma stresine eşit veya daha büyükse, akmanın meydana gelmesi beklenir.

Tresca akma kriteri; akmadan önce bir malzemenin maksimum stresini belirlemek için kullanılan ortak bir ölçüttür. Tresca yöntemiyle elde edilen akmanın hesaplanması her zaman von mises yöntemine kıyasla daha düşük bir oranda sonuçlanır. Ayrıca,

maksimum kesme geriliminin akma kriteri olarak bilinir. Maksimum kesme stresinin en genel ifadesi şöyledir:

$$\left[ (\tau_1 - \tau_2)^2 - (S_y)^2 \right] \left[ (\tau_2 - \tau_3)^2 - (S_y)^2 \right] \left[ (\tau_3 - \tau_1)^2 - (S_y)^2 \right] = 0 \quad (3.13)$$

Stres bileşenlerinin büyüklüğünün sıralanması bilindiğinde bu kriter basitleştirilebilir ve maksimum stres ifadesi şu denkleme indirgenebilir:

$$(\tau_1 - \tau_3)^2 - (S_y)^2 = 0 \quad (3.14)$$

Tresca akma kriteri parçalı doğrusaldır, von mises akma kriteri ise doğrusal değildir. Bununla birlikte, Tresca akma yüzeyi tekillikler içerebilir ve iki durum arasında bulunan tahminlerdeki farklar oldukça küçüktür (Malzemelerin Akma Kriterleri).

### 3.2.3 Çekme testi

Uygulama alanları için malzeme seçimi o malzemenin mekanik özelliklerine bağlı olduğundan, bu özelliklerin ölçülmesinde kullanılan standart deneyleri tanımak ve bu deneylerden elde edilen sonuçları değişik parametrelere bağlı olarak değerlendirmek çok önemlidir. Malzemenin statik yüklere dayanma kapasitesi çekme ve basma deneyleri ile bulunabilir. Şekil değiştirmelerin kalıcılığı hakkındaki bilgi statik deneyler ile sonuçlandırılır.

Malzemelerin mukavemeti hakkında esas tasarım bilgilerini belirlemek ve malzemeleri özelliklerine göre sınıflandırmak amacıyla çekme deneyleri uygulanır. Bu deney, standartlara göre hazırlanmış deney numunesinin tek ekseninde, belirli bir çekme hızında ve sabit sıcaklıkta koparıncaya kadar çekilmesi ile uygulanır.

Standartlara göre hazırlanan çekme numunesine uygulanan kuvvet ya da gerilme ile meydana gelen uzama değerleri deney sırasında, elde edilen bilgiler ışığında grafikler oluşturulur.

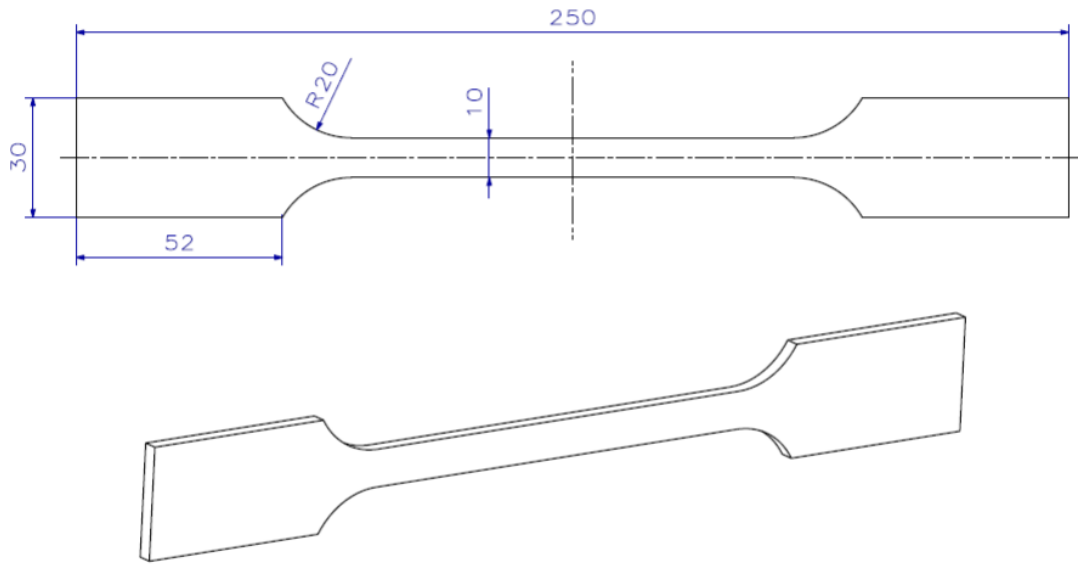
Numunenin temsil ettiği malzemeye ait akma gerilmesi, çekme gerilmesi, uzama miktarı gibi temel mekanik özellikler çekme deneyi sonucunda belirlenebilir.

Deneyine tabi tutulacak numuneler, temsil ettiği malzemenin tüm özelliklerini göstermelidir. Çünkü, numunenin alındığı bölgenin, alınış ve hazırlanış şekli önemlidir. Oluşturulan numunenin, temsil ettiği malzeme özelliklerinde herhangi bir değişiklik oluşmamasına özen gösterilmelidir. Prosesleme sırasında aşırı sıcaklık oluşumu önlenmeli, ayrıca deformasyondan kaynaklanan etkilerde minimuma

indirilmelidir. Bu deneye tabi tutulacak numunenin şekil ve boyutları standartlarda ifade edilmiştir. Bu yüzden deney sonuçlarının güvenilirliği ve karşılaştırılabilir olması açısından deneyler standartlara göre hazırlanmış numuneler ile oluşturulmalıdır. Çekme numuneleri şekil ve boyutlarına göre standartlaştırmıştır ve bu çalışmada kullanılan test numuneleri standartlara göre oluşturulmuştur.

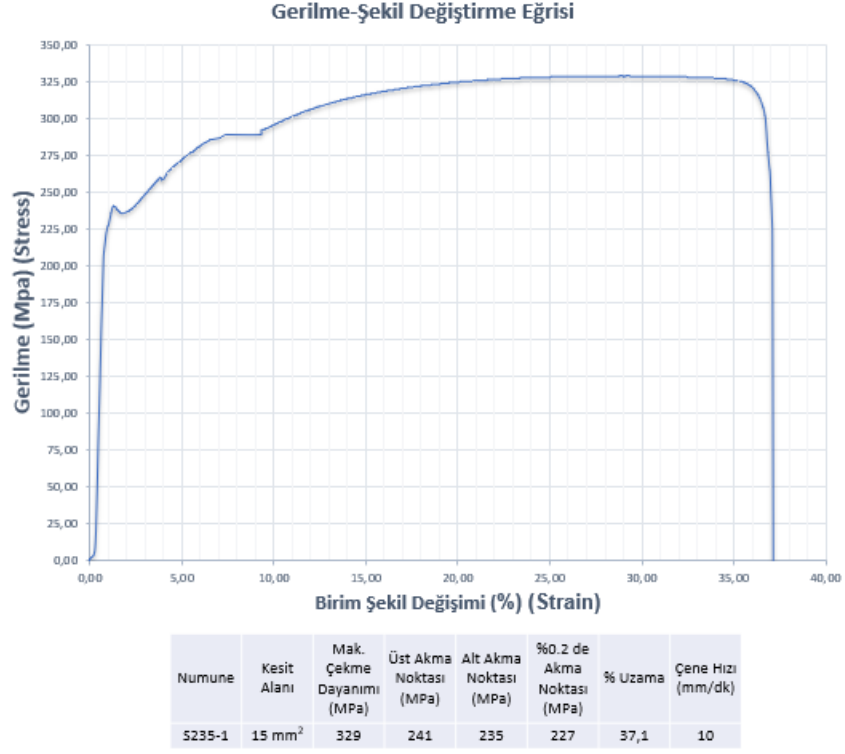
Çekme-basma deneyi makineleri günümüzde çok gelişmiştir. Makineler hidrolik ve elektronik sistemlerle donatılmıştır ve değişik yükleme kapasitelerine olanak sağlamaktadır. Uygulanan yük ve meydana gelen uzama değerleri de ayrıca bilgisayarlar yardımıyla anında raporlanabilmektedir.

Optimizasyon kısmında kısıtlama olarak girilecek çekme dayanımı değeri için Şekil 3.6'da teknik resmi bulunan numune parçadan lazer kesim yapılarak çekme testi yapılmıştır.

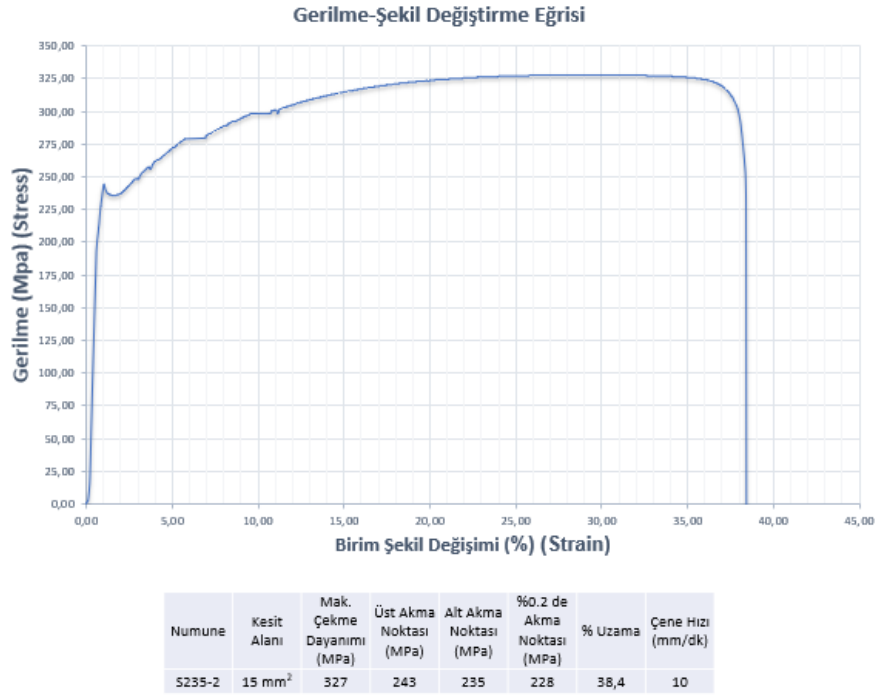


**Şekil 3.6 :** Çekme testi numunesinin teknik resmi.

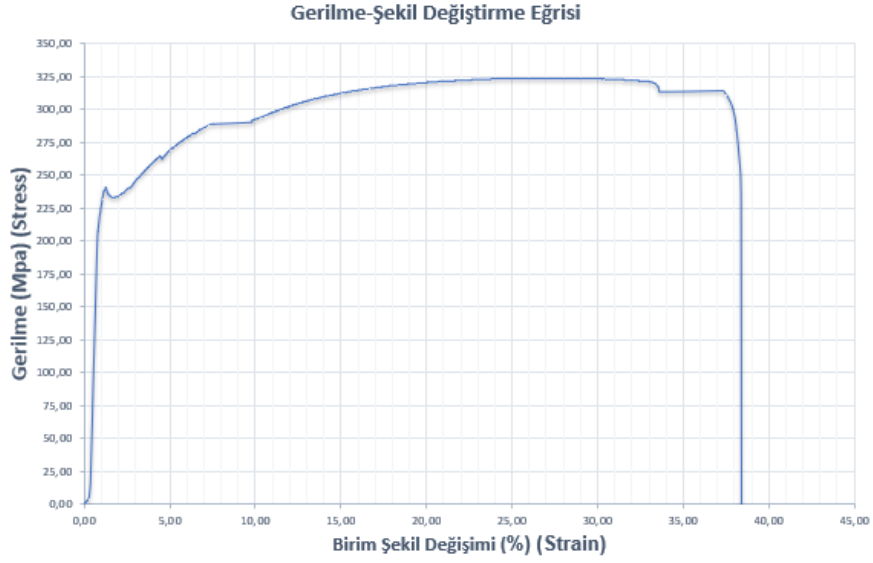
S235JR ve S355JR malzemesine sahip 3'er adet numune çekme testine sokularak sonuçlar raporlanmıştır. Çekme testinde elde edilen stress-strain grafiği ve dayanım değerleri aşağıdaki şekillerde verilmiştir (Şekil 3.7-3.12). S235JR malzemesinin üç testteki ortalama çekme dayanımı değerini ele alırsak bu değer 326.67 Mpa'dır ve ortalama uzama ise %36,70'tir.



**Şekil 3.7 :** S235JR malzemesinden oluşturulan 1. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri.



**Şekil 3.8 :** S235JR malzemesinden oluşturulan 2. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri.



**Şekil 3.9 :** S235JR malzemesinden oluşturulan 3. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri.

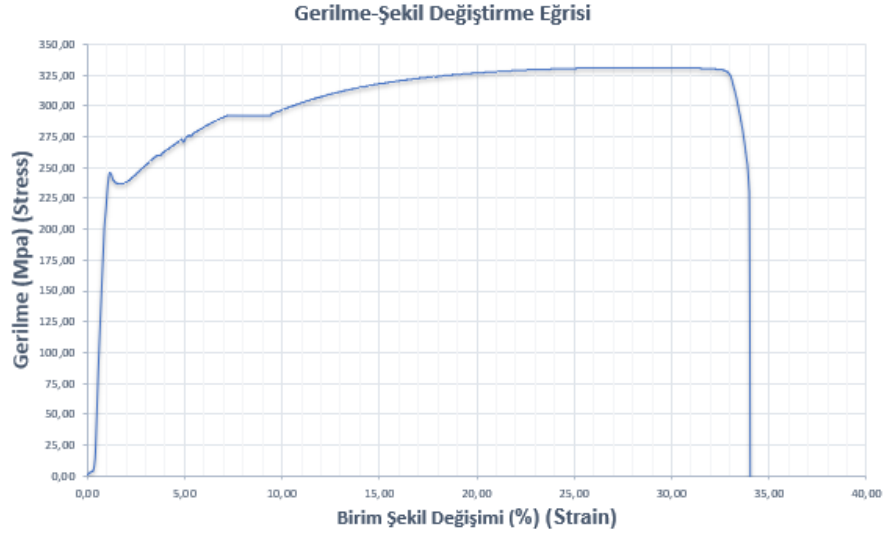
S355JR malzemesi akma dayanımı S235JR malzemesinden daha fazla olan bir çelik türüdür. Ve piyasada genellikle S235JR malzemesinin yetersiz kaldığı daha mukavemetli olması istenen yapılarda ön plana çıkar.

S355JR malzemesinin üç testteki ortalama çekme dayanımı değerini ele alırsak bu değer 330 Mpa'dır ve ortalama uzama ise %37,33'tür.

S355JR sanayilerde en çok kullanılan malzemelerden birisini teşkil eder. S355JR'nin kullanım alanlarına bakacak olursak otomotiv sektöründe öne çıktığı görülmektedir. Nitekim bu malzeme çok iyi bir şekilde uygulanabilirliğinin olması bu sanayi sektöründe tercih edilme sebebidir.

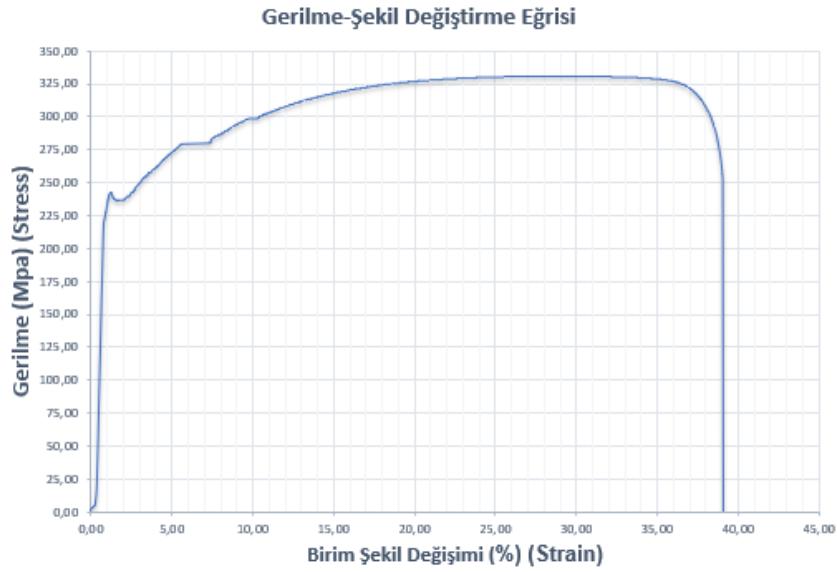
Şekillendirilme konusunda çok iyi bir performansa sahip olan bu madde sanayide sağladığı kolaylıkla hemen hemen her iş alanında tercih edilebilir bir özellik sergilemektedir. Öyle ki, çok iyi bir şekilde işlevsellik kazanan S355JR en çok kullanılan maddelerden birisini ihtiva eder.

Bu özelliğiyle beraber otomotiv sektöründe özellikle şasi üretiminde sıkça kullanılmaktadır.



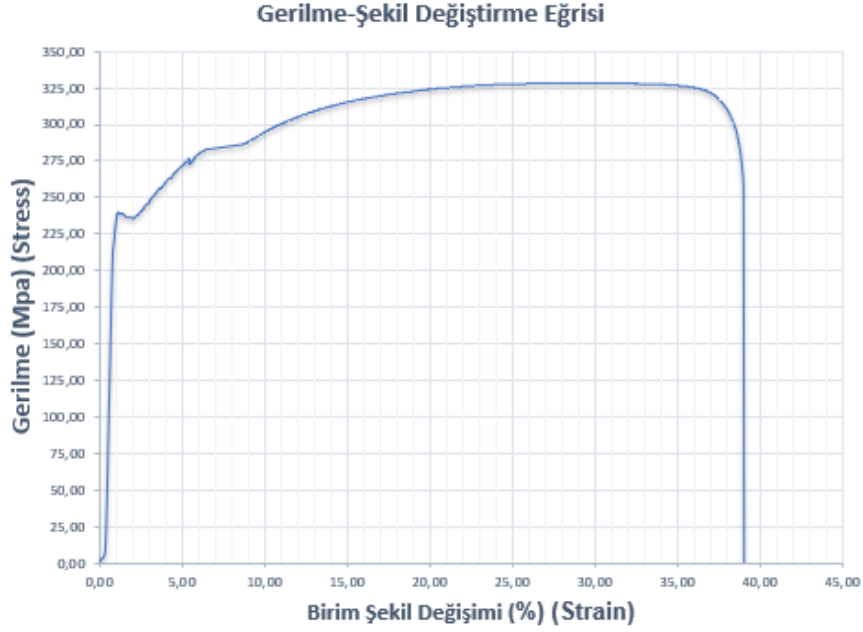
Numune	Kesit Alanı	Mak. Çekme Dayanımı (MPa)	Üst Akma Noktası (MPa)	Alt Akma Noktası (MPa)	%0.2 de Akma Noktası (MPa)	% Uzama	Çene Hızı (mm/dk)
S355-1	15 mm <sup>2</sup>	331	246	237	246	34	10

**Şekil 3.10** : S355JR malzemesinden oluşturulan 1. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri.



Numune	Kesit Alanı	Mak. Çekme Dayanımı (MPa)	Üst Akma Noktası (MPa)	Alt Akma Noktası (MPa)	%0.2 de Akma Noktası (MPa)	% Uzama	Çene Hızı (mm/dk)
S355-2	15 mm <sup>2</sup>	330	242	235	233	39	10

**Şekil 3.11** : S355JR malzemesinden oluşturulan 2. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri.



Numune	Kesit Alanı	Mak. Çekme Dayanımı (MPa)	Üst Akma Noktası (MPa)	Alt Akma Noktası (MPa)	%0.2 de Akma Noktası (MPa)	% Uzama	Çene Hızı (mm/dk)
S355-3	15 mm <sup>2</sup>	329	240	236	237	39	10

**Şekil 3.12** : S355JR malzemesinden oluşturulan 3. numuneye ait stress-strain grafiği ve dayanım değerleri.

Grafiklerden ve çıkan sonuçlardan da anlaşılacağı üzere optimizasyonu yapılacak orta konsol iskeletinin topoloji optimizasyonunu tanımlarken tasarım kısıtı olarak oluşacak en büyük Von Mises gerilmesi baz alınacaktır. Bu değerler uygulanan malzemelerin çekme dayanımlarının biraz altında seçilecektir.

### 3.2.4 Msc apex ile mesh yapısının oluşturulması

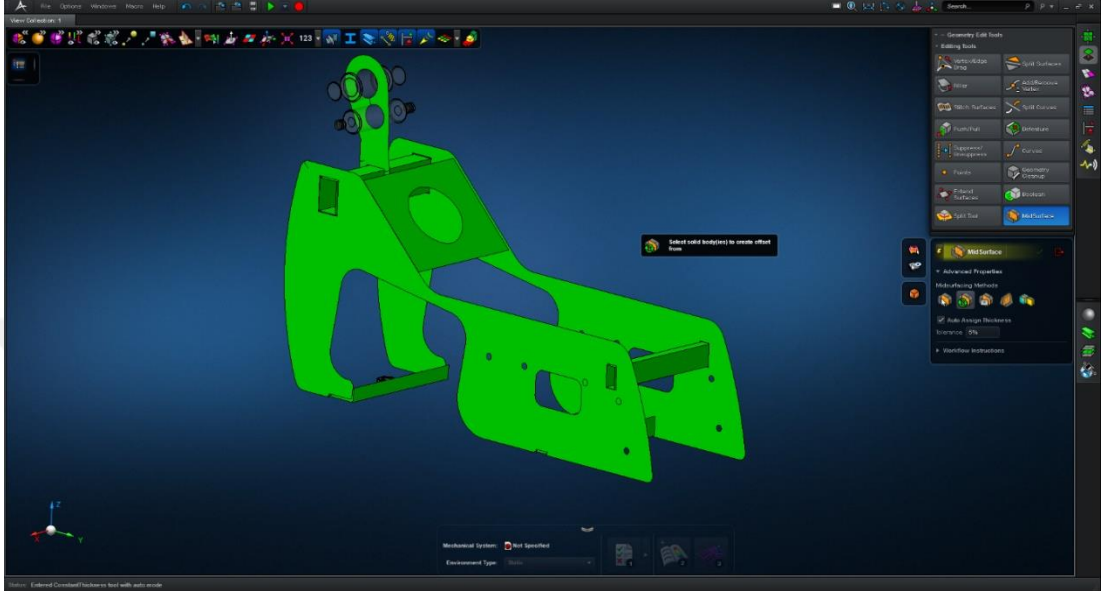
Optimizasyonu yapılacak orta konsol iskelet yapısının SEA modelinin mesh yapısını oluşturmak için Msc Apex programı kullanılmıştır. Bu programı seçme nedenimiz meshleri eleman düzeyinde düzenleme yeteneği ve bir çok analiz programına import edilebilme özelliğidir.

CATIA V5 programında modellenen iskelet datası Msc Apex programına yükledikten sonra, 3 boyutlu olan datayı 2 boyuta indirgemek için modelin orta yüzeyleri çıkartılmıştır.

Shell eleman tipine dönüştürmemizin amacı daha sonra SEA modelini oluştururken kalınlık ve diğer özelliklerin sac parça elemanı gibi kurgulanmasıdır.

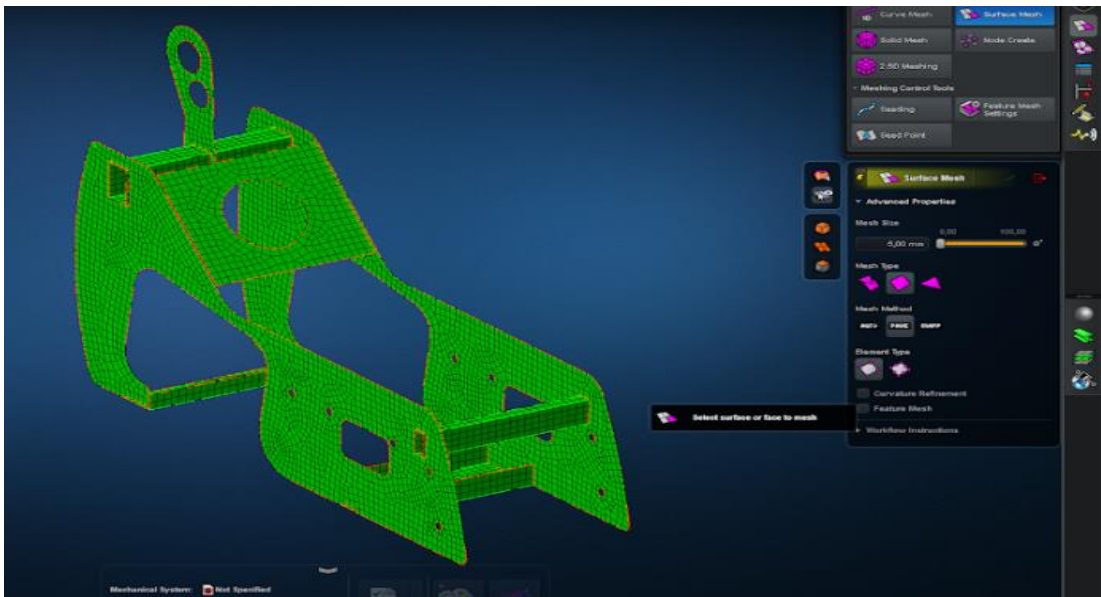


Mesh yapılırken uyguladığımız yöntem; modelin en küçük boyutuna göre mesh eleman uzunluğu seçilmesidir, yani en küçük mesh boyutun datanın boyut olarak (kalınlık, uzunluk gibi) en küçük (3mm'lik) kesitinden daha büyük olmaması gerekir. Örneğin modelimiz de bulunan ana parçalar 3 mm'lik saclardan oluştuğu için eleman boyutu 3 mm x 3 mm seçilmiştir. Şekil 3.13'de program arayüzü görülmüştür.



Şekil 3.13 : Msc Apex programının arayüz görüntüsü.

Eleman tipi olarak ise lineer shell yapı kullanılmıştır. Şekil 3.14'de oluşturulan mesh yapısı görülmüştür.



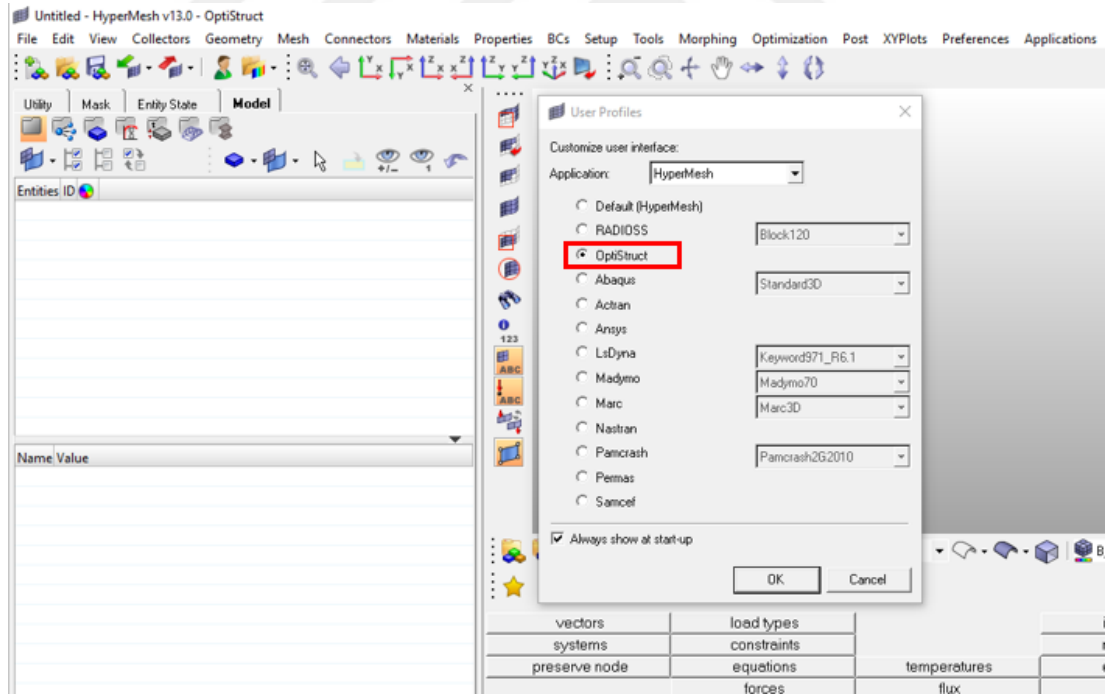
Şekil 3.14 : Msc Apex programında oluşturulan mesh yapısı.

Mesh tipi olarak quadrilateral yapı kullanılmıştır. Bu yapının seçilme nedeni kare tipi elemanlarla mesh atmasıdır. Çünkü üçgen kesitli mesh boyutu, analiz yapılırken üçgen olan kesimlerde daha fazla yığılma ve deformasyon durumu göstermektedir, bu yüzden kare mesh gerçeğe daha yakın sonuçlar vermektedir.

Mesh metodu olarak pave metodu kullanılmıştır. Bu metotta otomatik mesh attırdıktan sonra modelde keskin yüzeyler varsa o yüzeylerde daha yumuşak mesh uygulamaları gerçekleştirilmektedir.

### 3.2.5 Modelin kurulması

Bir prototip oluşturmadan önce tasarımı doğrulamak için SEA yöntemi kullanılması zorunlu hale gelmiştir. Bu araç, tasarımın her bir iterasyonu için bir prototip yapısını oluşturmak ve test etmek için gereken zaman ve çabayı harcamaksızın, tasarımın çoklu iterasyonlarının modellenmesi ve en zorlu potansiyel yükleme koşullarına karşı test edilmesine izin vermiştir. Bu çalışma için Altair Hyperworks® yazılımı kullanılmıştır. Şekil 3.15'te programın arayüzü görsellenmiştir.



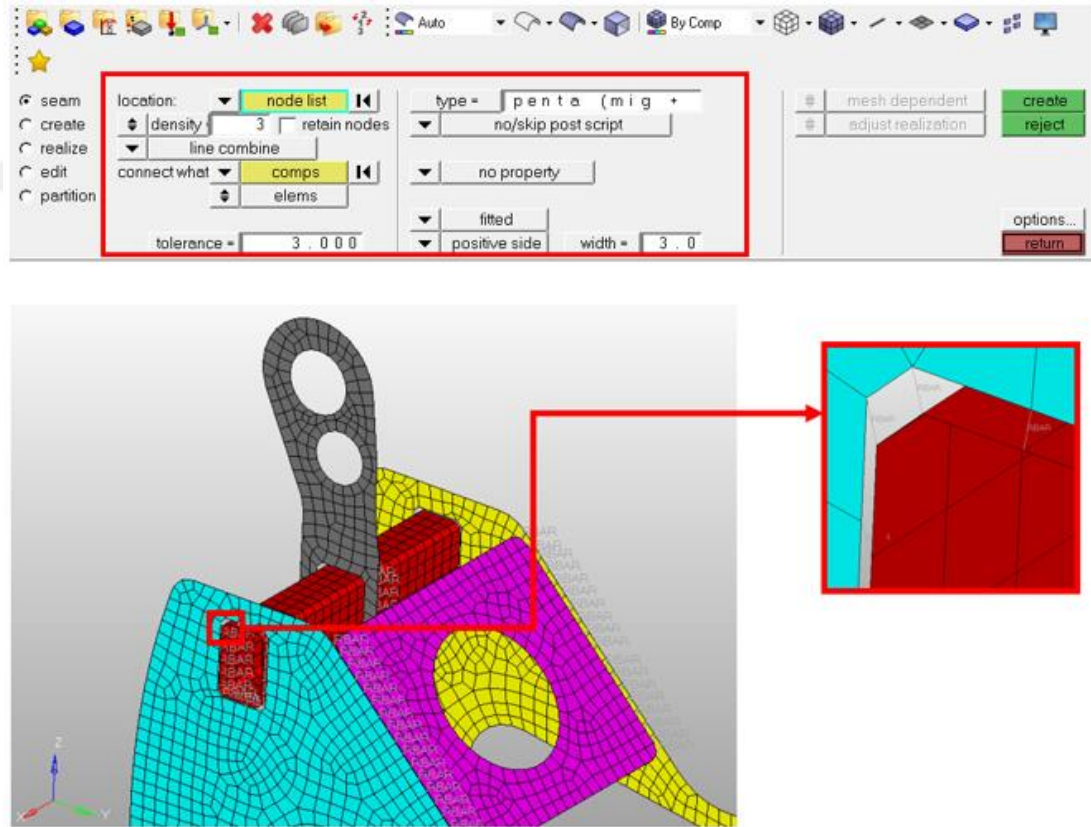
Şekil 3.15 : Hyperworks programının arayüzü.

Hyperworks programı açıldıktan sonra optistruct arayüzüne geçilerek, MSC Apex programında oluşturulan mesh yapısı import edilmiştir. Analizi ve optimizasyonu yapılacak iskelet datası 8 parçadan oluşan kaynaklı bir yapı olduğu için ilk önce kaynak tanımlamaları yapılacaktır. Kaynak tanımlamalarının bir yapı içerisinde

oluşması için; kısıtlama ve yükleme durumları için de geçerli olan komponent tanımlamaları yapılmıştır.

### 3.2.5.1 Kaynak prosesi

İskelet yapısının kaynaklı birleştirilmesinde CO<sub>2</sub> kaynağı olarak da bilinen gaz altı kaynağı kullanılmıştır. Eleman yapılarında bulunan düğüm noktaları tek tek tanımlanarak kaynak birleşim yerleri punta mantığıyla belirlenmiştir. Şekil 3.16'da kaynak prosesi ile ilgili girdiler ve kaynak prosesi görsellenmiştir.



Şekil 3.16 : Kaynak prosesi.

### 3.2.5.2 Malzeme tanımlamaları

İskelet tasarımında malzeme olarak S235JR ve S355JR çelikleri kullanılmıştır. S235JR sıcak üretim sonucu oluşan çeliğin tekrardan işleme alınarak soğuk çekme işlemi uygulanması sonucu oluşturulan maddedir. Bu işleme transmisyon adı verilir. Bu işlem bir nevi sıkıştırma işlemi olarak geçmektedir. Soğuk çekme tekniği sonucunda çelik yeni özellikler kazanarak daha dayanıklı hale getirilmiş olur. Bu işlem sonunda oluşan S235JR'nin başlıca özellikleri; çelik hassas ölçü toleranslarına gelmiş

olur, sıcak haddedeki halinden daha üst düzey bir yüzey kalitesine sahip olur, ürünün çekme kalitesi arttırılmış olur, ürünün sertliği artar ve sünme durumu azalmış olur.

Transmisyon çelik türleri talaş kaldırılmasında sert bir yapıya sahip olmadıkları için daha rahat işleme konulmaktadır. Ancak otomat çeliği kadar kolay şekilde talaş kıramadığından dolayı işlem süresi biraz daha uzun olabilir. Genel olarak kullanılma sebebi ise otomat çeliklerine göre daha ekonomik olmasıdır.

Değişime uğramış çelikler daha çok çekme ve kopma dayanımlarına göre isimlendirilir. Karbon değerleri düşürülüp mangan değerleri arttırıldığından dolayı malzemenin direnci artmış olur. Bu sayede kullanımı daha yaygın hale gelir.

Değişime uğramış çelikler düşük karbon değeri sayesinde yüksek kaynak kabiliyetine sahiptir. Bu sayede montaj işlemi sırasında ve montaj işlemi sonrasında kaynak işlemi gerektiren makine parçalarında, otomotiv ekipmanlarında, millerde ve sanayi imalatının birçok parçasında kullanılmakta ve işleri daha da kolaylaştırmaktadır. Bu sebepten çok tercih edilmektedir.

Karbonitrasyon ve nitrasyona uygundur. S235JR'nin kullanım alanları; otomotiv, yapı malzemeleri, çatı konstrüksiyonları, gemi imalatı, sanayi ve ağır sanayi gibidir.

Dünyadaki ve Türkiye'de ki özellikle sanayi kuruluşlarının en çok kullandığı malzemelerden birisi S355JR'dir.


Otomotiv sektöründe özellikle şasi üretiminde sıkça kullanılması ile bu alanda en çok ihtiyaç duyulan madde olma özelliğini bünyesinde barındırarak bu sanayide bolca kullanılmaktadır. Diğer yandan ise, bu madde haddelenmiştir. Dolayısıyla diğer bir kullanım sahası olarak çeşitli boruların yapımı olarak karşımıza çıkmaktadır. Özellikle de petrol, yağ gibi tehlikeli maddelerin aktarımında kullanılan boru tipinde bu malzeme kullanılmaktadır. Bu alanda, en önemli madde olan S355JR bu tip işlerde kullanılabilecek malzemelerden en iyi ve en elverişli madde olma özelliğini göstermektedir. Çizelge 3.1'de malzemelere ait mekanik özellikler belirtilmiştir.

Maddenin işlevselliğinin çok iyi olması bakımından kullanılabilecek en iyi yerlerden bazıları ise iş makinesi, trafik levhası yapımı, demir yolu ve demiryolunda kullanılan bir takım malzemelerin yapımı ve iş makinelerine ait bazı malzemelerin yapımında sıkça kullanılmaktadır (Malzeme Tanımlamaları).

**Çizelge 3.1** : Çekme testi yapılan mazlemelerin ait mekanik özellikleri (Rahbar ve Zakeri, 2010).

Malzeme	Elastisite Modülü (GPa)	Kesme Modülü (GPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (gr/cm <sup>3</sup> )	Akma Gerilmesi (MPa)
S235JR	210	80	0.3	7.85	235
S355JR	190	73	0.29	7.8	355


İskelet tasarımında malzeme olarak S235JR ve S355JR çelikleri kullanılmıştır. Programda malzeme tanımlaması yapılırken S235JR için izotropik malzeme yapısında, elastisite modülü 210 Gpa, kesme modülü 80 Gpa, poisson oranı 0.3 ve yoğunluğu 7.85 gr/cm<sup>3</sup> olarak tanımlanmıştır. S355JR için ise yine izotropik malzeme yapısında, elastisite modülü 190 Gpa, kesme modülü 73 Gpa, poisson oranı 0.29 ve yoğunluğu 7.8 gr/cm<sup>3</sup> olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.17’de programa ait girdiler görsellenmiştir.

Name	Value
Solver Keyword	MAT1
Name	S235JR
ID	1
Color	
Include File	[Master Model]
Card Image	MAT1
User Comments	Do Not Export
E	210000.0
G	80769.2
NU	0.3
RHO	7.85e-009

**Şekil 3.17** : Hyperworks programında malzeme tanımlamaları.

### 3.2.5.3 Özellik tanımlamaları

İskelet yapısı 8 adet parçadan oluşmaktadır ve bu parçalar çeşitli kalınlık ve malzeme ölçülerine sahiptir. Bu tanımlamar yapılırken her bir komponente ait özellikler Şekil 3.18’de gösterildiği gibi ayrı ayrı girilmiştir.

Name	Value
Solver Keyword	PSHELL
Name	shell 1.2 mm thickness
ID	4
Color	
Include File	[Master Model]
Card Image	PSHELL
Material	S235JR (1)
User Comments	Do Not Export
T	1.2
<input checked="" type="checkbox"/> MID2_opts	<input checked="" type="checkbox"/>
I12_T3	
<input type="checkbox"/> MID3_opts	<input type="checkbox"/>
TS_T	
NSM	0.0
Z1	
Z2	
<input checked="" type="checkbox"/> Offset_opts	MID4
<input type="checkbox"/> PSHELLX	<input type="checkbox"/>

**Şekil 3.18** : Hyperworks programında özellik tanımlamaları.

### 3.2.5.4 Kısıtlama ve yük tanımlamaları

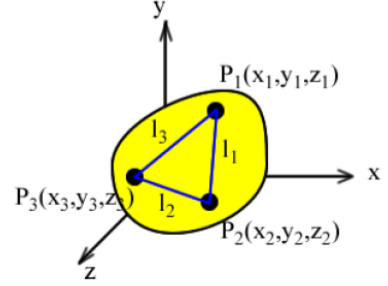
Kısıtlamalar ve yük tanımlamaları yapılırken üzerinde durulması gereken en önemli husus serbestlik derecelerdir.

Serbestlik derecesi, cisimlerin uzaydaki yada düzlemdeki konumunu belirlemek için gerekli olan bağımsız parametre sayısını ifade eder. Benzer bir durumda da kinematik çiftlerinde konumlarını belirlemek için serbestlik derecesi konu edilebilir. Serbestlik derecesi o sistemin hareketlerini tümüyle kontrol edebilmek için gerekli olan parametre sayısıdır. Farklı bir ifade ile sistemi kontrol etmek için gerekli olan motor sayısını da verir. Üç serbestlik dereceli bir sistemin tüm hareketlerini kontrol edebilmek için en az üç tane motor gerekir. Uzayda bir cismin serbestlik derecesi 6 düzlemde ise 3'tür.

Uzayda cismin konumunu belirlemek için en az üç tane noktasını konumunu bilmek şarttır. Noktaların konumu içinde  $P(x,y,z)$  olmak üzere üç parametre gerekir. Bu sebeple cismin üç noktası için toplam 9 parametreye ihtiyaç vardır  $[(P1(x1,y1,z1), (P2(x2,y2,z2), (P3(x3,y3,z3))]$ . Ama uzaydaki her iki nokta arasında bir bağıntı oluşturursak, ki bu bağıntı iki nokta arasındaki uzaklığı veren bağıntıdır, bu şekilde noktaları birbirine bağlayarak gerekli parametre sayısı indirilebilir.

Üç nokta arasında üçtane de mesafe denklemi yazarsak gerekli parametre sayısı  $9-3=6$  ya düşer. Uzaydaki bir cismin serbestlik derecesi 6'dır. Mesafe denklemleri Şekil 3.19'da belirtilmiştir.

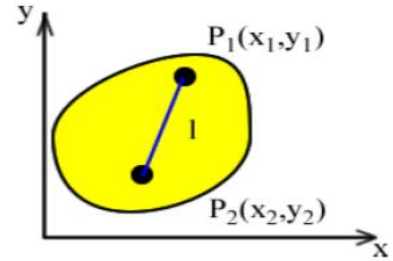
$$\begin{aligned} l_1^2 &= (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2 \\ l_2^2 &= (x_3 - x_2)^2 + (y_3 - y_2)^2 + (z_3 - z_2)^2 \\ l_3^2 &= (x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2 + (z_3 - z_1)^2 \end{aligned}$$



**Şekil 3.19 :** Uzaydaki bir cisme ait mesafe denklemleri (Serbestlik Derecesi).

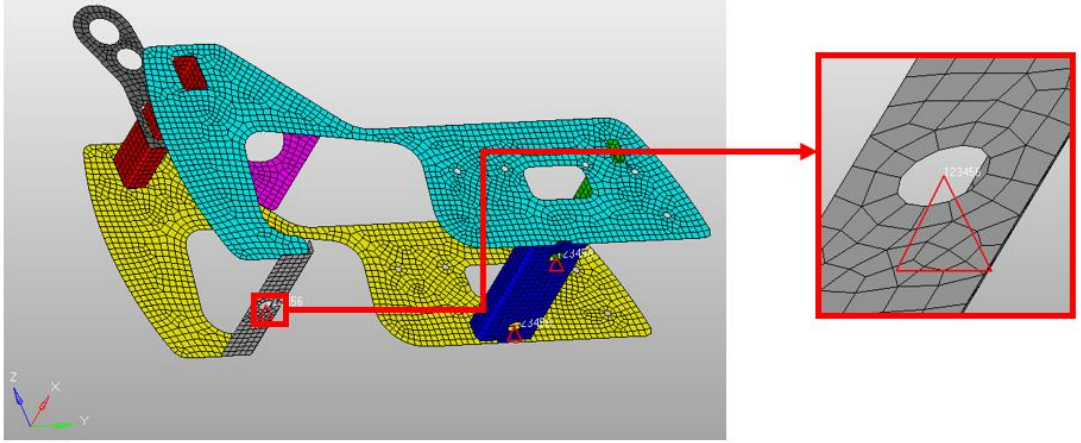
Cismin düzlemdeki konumunu belirlemek için en az 2 tane nokta gereklidir. Herhangi bir noktanın düzlemde konumu için iki parametreye ihtiyaç vardır P(x,y). Bu yüzden toplamda 4 tane parametreye gereklidir [(P<sub>1</sub>(x<sub>1</sub>,y<sub>1</sub>), (P<sub>2</sub>(x<sub>2</sub>,y<sub>2</sub>)). İki noktayı birbirine bağlayan bir denklem oluşturulursa (mesafe denklemi) gerekli parametre sayısı  $4-1=3$ ' tür. Düzlemde bir cismin konumunu belirlemek için 3 tane parametre gereklidir. Noktalar arasındaki mesafe denklemi Şekil 3.20'de belirtilmiştir.

$$l^2 = (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2$$



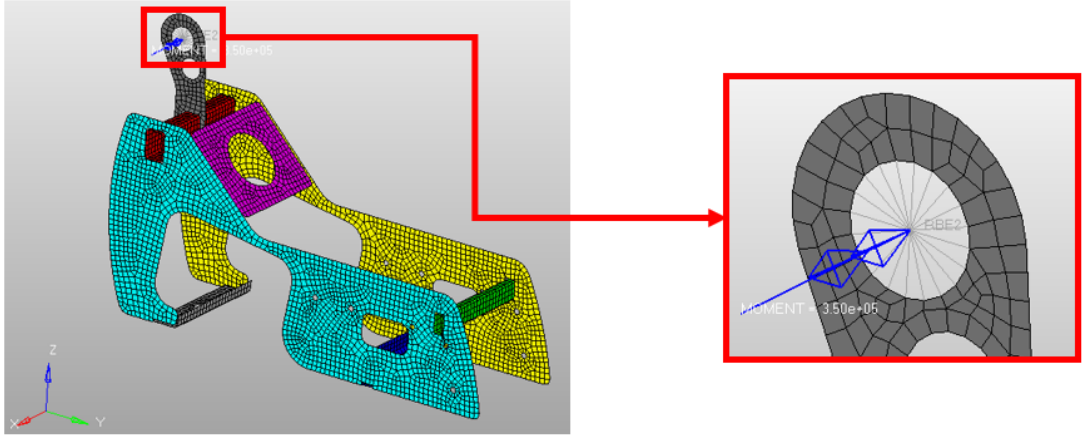
**Şekil 3.20 :** Düzlemdeki bir cisme ait mesafe denklemi (Serbestlik Derecesi).

Modellenen sonlu elemanlar modeli koltuk bağlantı kısımlarından 6 serbestlik derecesinde kısıtlanmıştır. Şekil 3.21'de iskelet yapısının sabitlendiği bölgeler görsellenmiştir.



**Şekil 3.21** : Sonlu elemanlar modelinin sabitlendiği noktalar.

Daha önceki bölümlerde de anlatıldığı gibi analiz senaryosunda kolçak dönme merkezinde oluşacak momentin tanımlanabilmesi için iskelet yapısında o bölgenin merkezine RBE2 rigid eleman tanımlanmıştır ve 4 serbestlik derecesinde kısıtlanmıştır. Daha sonra bu noktadan x ekseninde 350 Nm’lik moment kuvveti tanımlanmıştır. Şekil 3.22’de moment uygulaması görsellenmiştir.

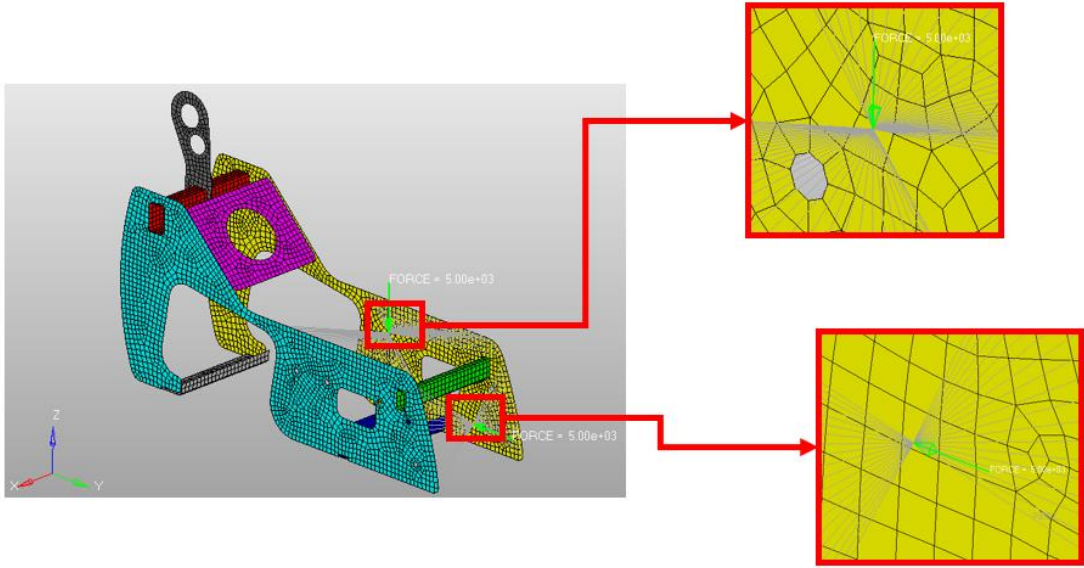


**Şekil 3.22** : Moment uygulanması.

İskelet yapısına uygulanan moment kuvveti dışında, kolçak mekanizmasının açık olma olasılığı da baz alınarak ağırlık merkezine yakın noktalarda z ekseninde ve y ekseninde merkez noktalar için RBE2 rigid eleman uygulanmıştır.

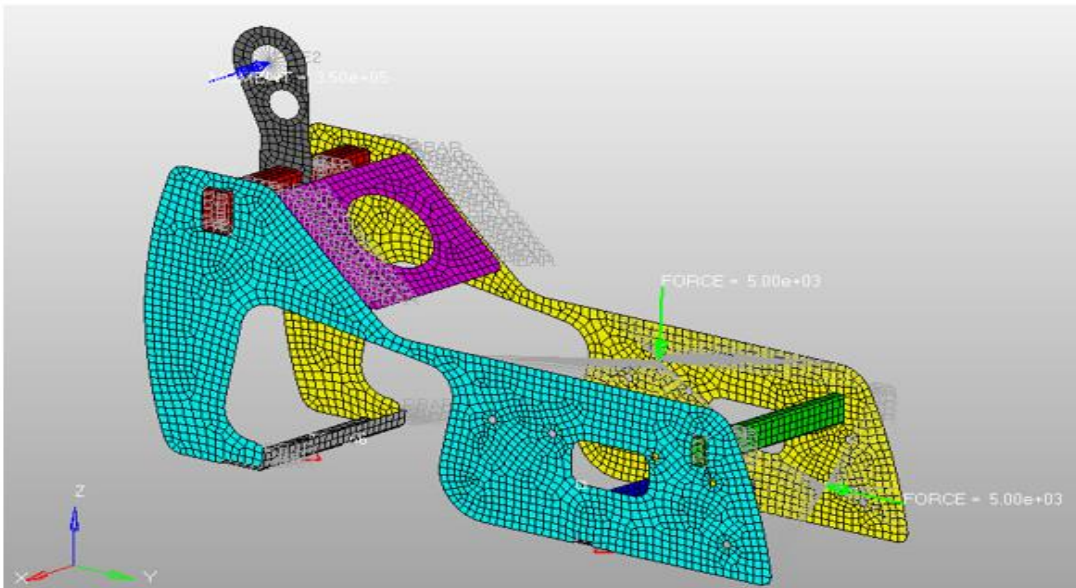
Her iki eksendede RBE2 elemanlar 3 serbestlik derecesinde kısıtlanmıştır ve bu noktalardan 5000 N’luk yükler uygulanmıştır. Şekil 3.23’te kuvvet uygulaması görsellenmiştir.





**Şekil 3.23 :** Kuvvet uygulaması.

Kısıtlamalar ve yüklerin tanımlamasından sonra analizlerin takip edeceği yük adımları tanımlanmıştır. Toplamda 3 adet yük adımı tanımlanmıştır. Bunlardan bir tanesi moment uygulaması için, bir tanesi z eksenindeki kuvvet uygulaması için diğeri ise y eksenindeki yüklemidir. Şekil 3.24'te statik analiz için kurulan model görsellenmiştir.

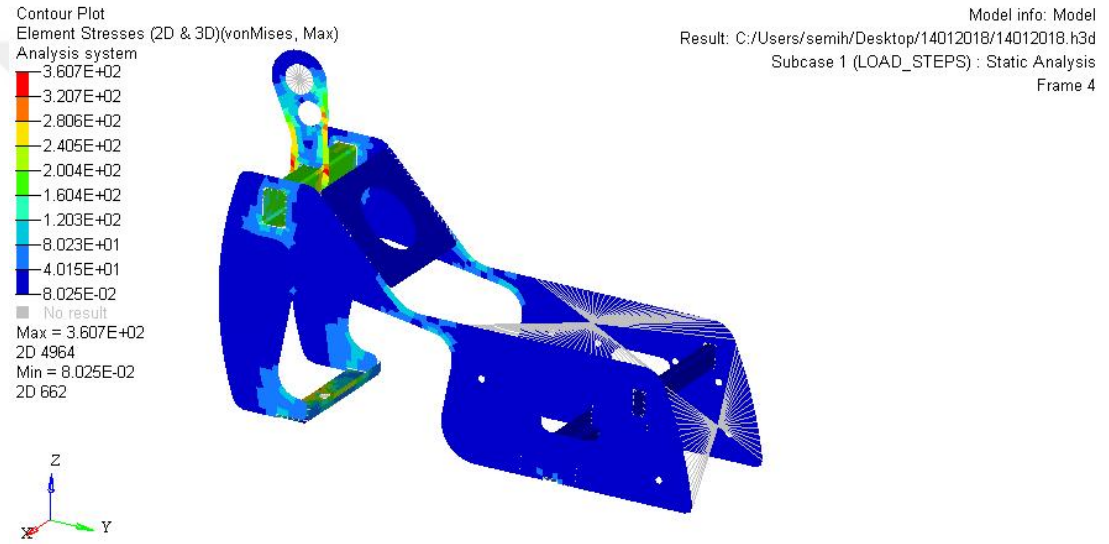


**Şekil 3.24 :** İlk modelin kurulması.

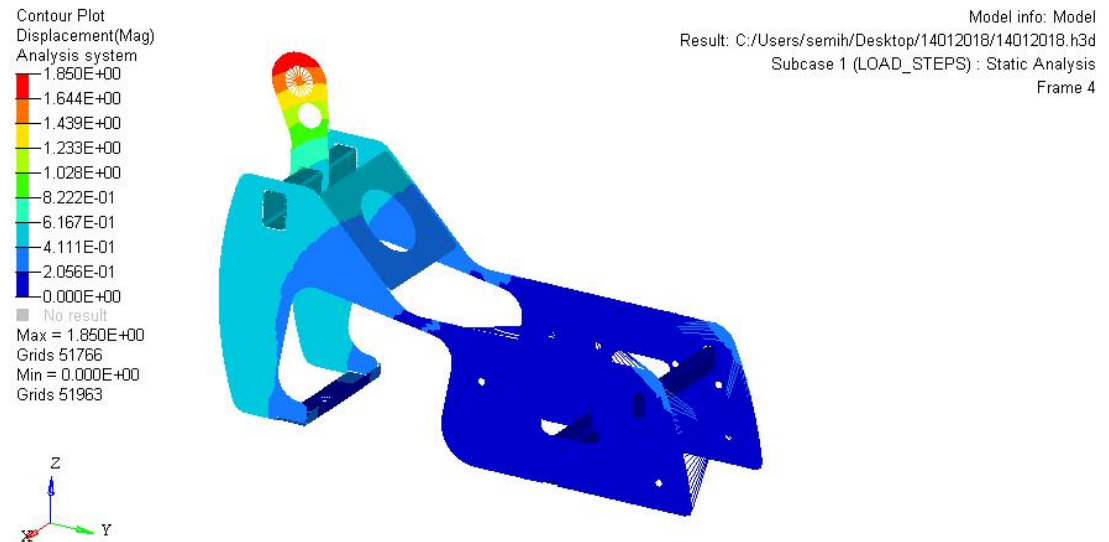
## 4. ANALİZ VE OPTİMİZASYON

### 4.1 Statik Analiz

Daha önceki bölümde oluşturulan 3 yükleme adımına göre analiz sonuçları aşağıdaki şekillerde verilmiştir (Şekil 4.1-4.6). 1. yükleme adımında 360 Mpa maksimum Von Mises gerilmesi ve 1.85 mm maksimum deplasman meydana gelmiştir.

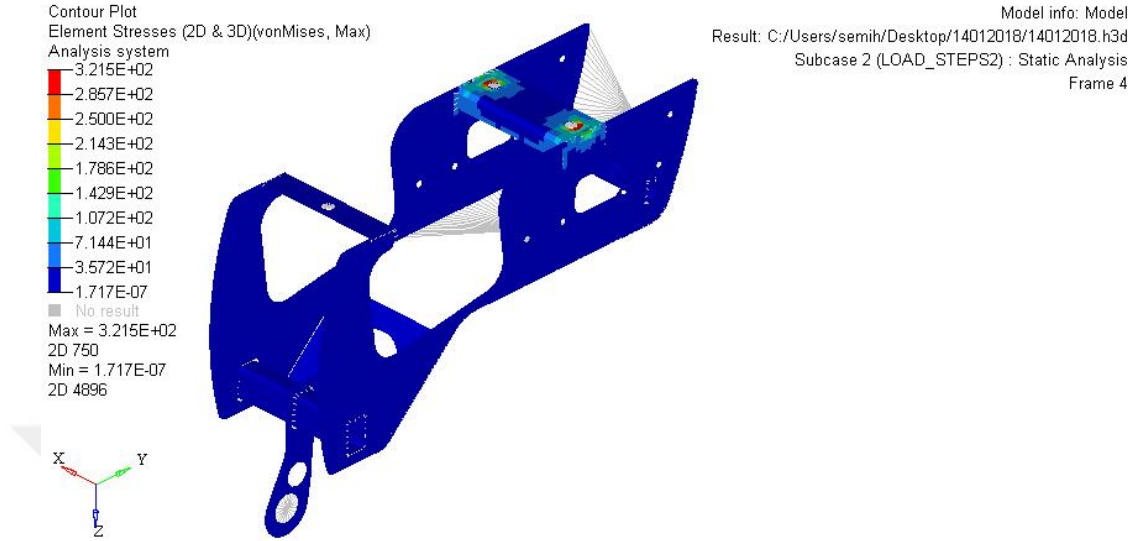


Şekil 4.1 : 1. yükleme adımında meydana gelen Von Mises gerilmeleri.

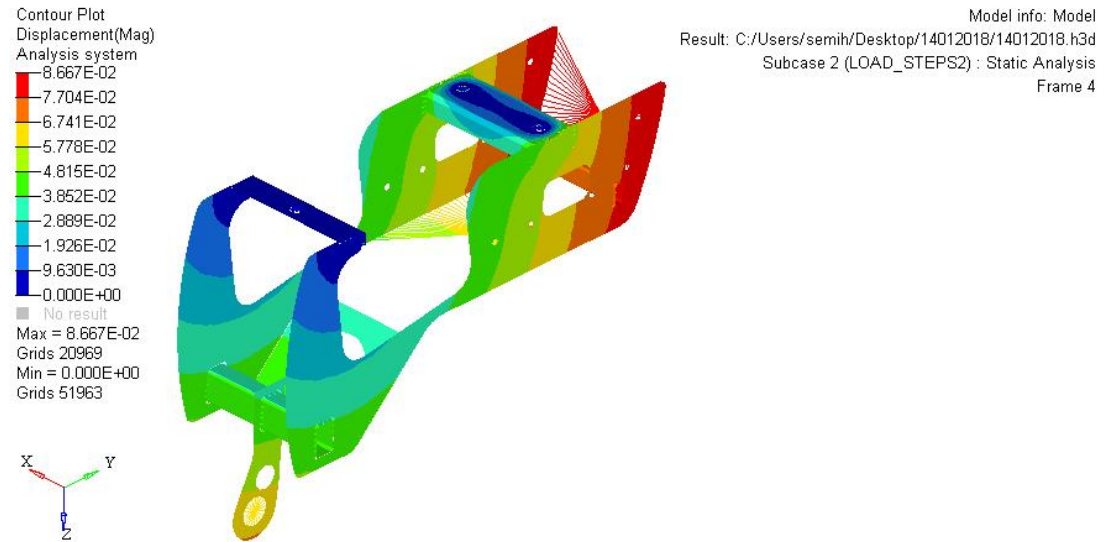


Şekil 4.2 : 1. yükleme adımdaki deplasman değerleri.

2. yükleme adımında 321 Mpa maksimum Von Mises gerilmesi ve 0.08 mm maksimum deplasman meydana gelmiştir. Oluşan maksimum gerilmeler sabitleme noktalarında meydana geldiği için görseller alttan bakış şeklinde oluşturulmuştur.

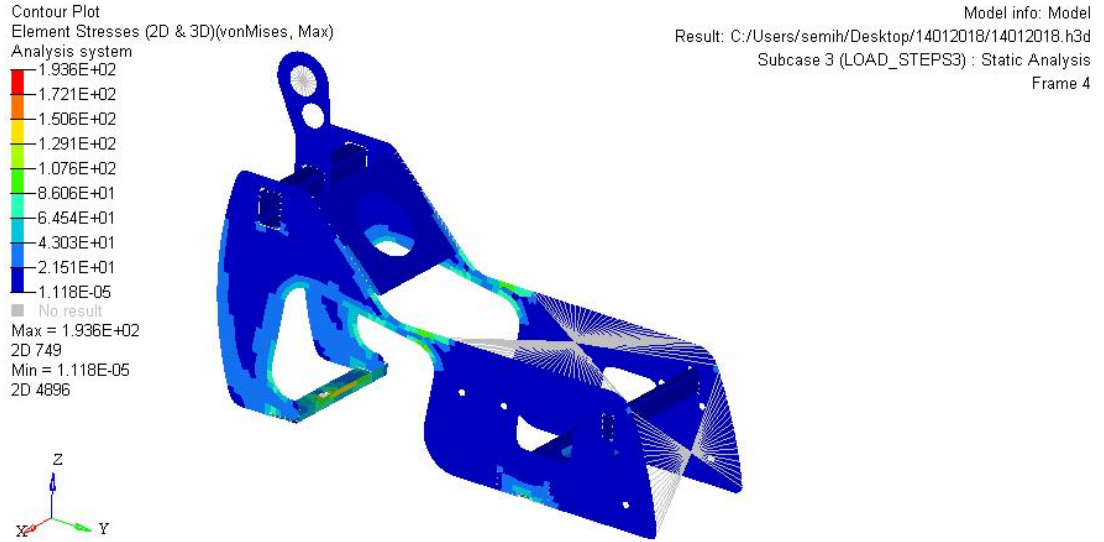


Şekil 4.3 : 2. yükleme adımında meydana gelen Von Mises gerilmeleri.

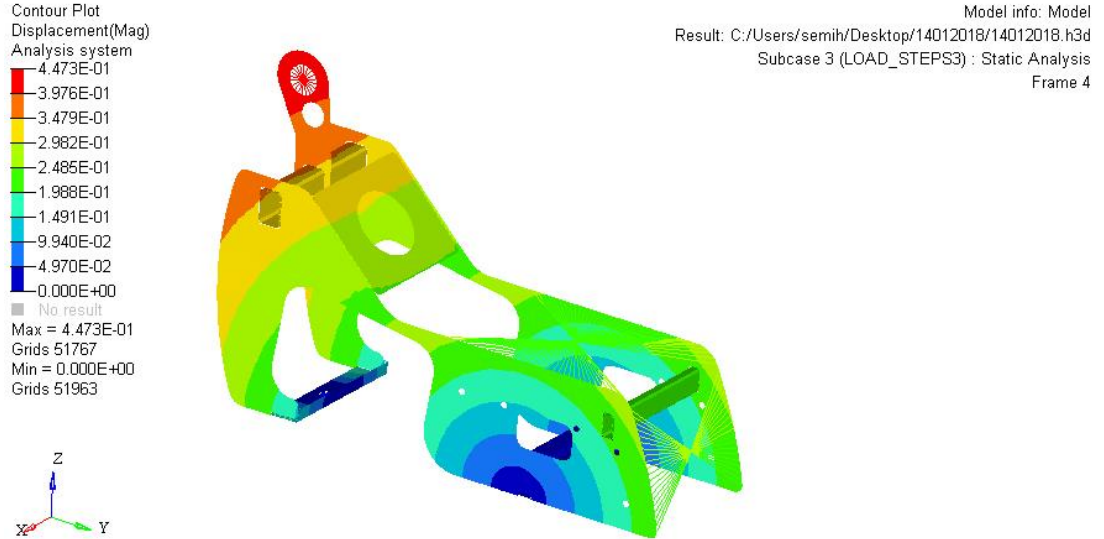


Şekil 4.4 : 2. yükleme adımdaki deplasman değerleri.

3. yükleme adımında 193 Mpa maksimum Von Mises gerilmesi ve 0.4 mm maksimum deplasman meydana gelmiştir.



**Şekil 4.5** : 3. yükleme adımında meydana gelen Von Mises gerilmeleri.



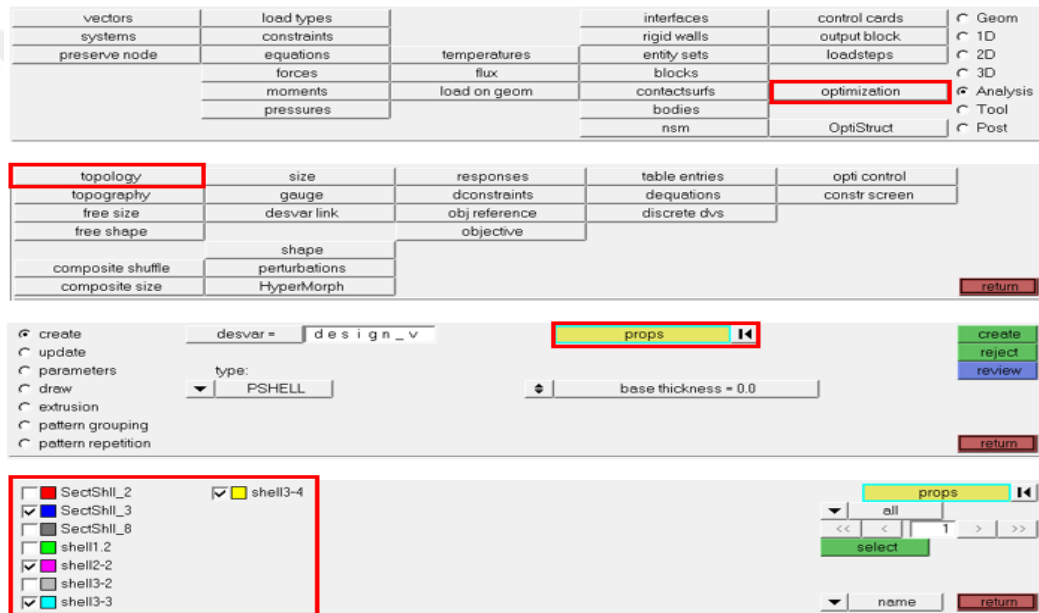
**Şekil 4.6** : 3. yükleme adımıdaki deplasman değerleri.

## 4.2 Topoloji Optimizasyonu

Bu tip problemlerde, yapının topolojisinin değişimi ile optimal tasarım bulunur. Diğer optimizasyon türlerinden farklı olarak, ilk bileşenin topolojisi optimizasyon süreci boyunca sabit değildir. Belirli bir sınırlamaya tabi olan tasarım alanının her noktasında, topoloji optimizasyonu, malzemenin var olup olmadığını belirler. Topoloji optimizasyonu, katı ve boşluklu malzemeyi sabit bir tasarım alanı üzerinde en uygun şekilde dağıtan bir malzeme dağılımı ile formüle edebilir (Bendsoe ,1989). Böylece, topoloji optimizasyonunda, analiz edilen bileşen alanın bağlantısı değişmiştir. Projenin erken bir aşamasındaki bu uygulama, yeni ürünlerin geliştirilmesi için hayati öneme sahiptir.

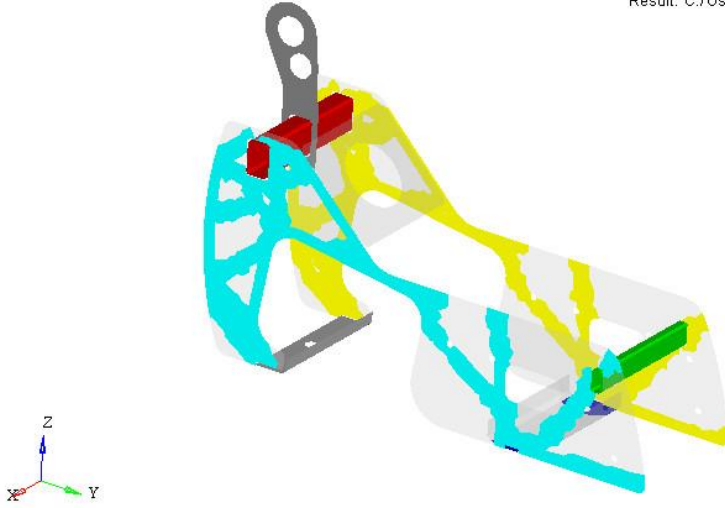
Statik analiz sonuçları yorumlanıp herhangi bir problem ile karşılaşılmamıştır. Bu çalışmada topoloji optimizasyonu yapmamızın amacı; iskelet yapısının hacmini minimize etmektir. Bunu gerçekleştirirken çekme gerilmesinin altındaki bir değerde yada belirlenen minimum deplasman değerini sınır koşulu olarak belirlemek gerekir. Bu çalışmada daha önce çekme testi yapılan malzemelerin çekme dayanımları baz alınmıştır. Tasarım değişkeni olarak ise tasarım alanındaki her elamanın yoğunluğu olarak belirlenmiştir.

İskelet yapısında bulunan 8 adet parçadan 4 tanesi için tasarım alanı belirlenmiştir ve topoloji uygulanırken sadece bu bölgelerde optimizasyon yapılacağı sisteme tanıtılmıştır. Şekil 4.7’de topoloji ve tasarım alanı tanımlamaları görsellenmiştir.



**Şekil 4.7 :** Topoloji ve tasarım alanı tanımlamaları.

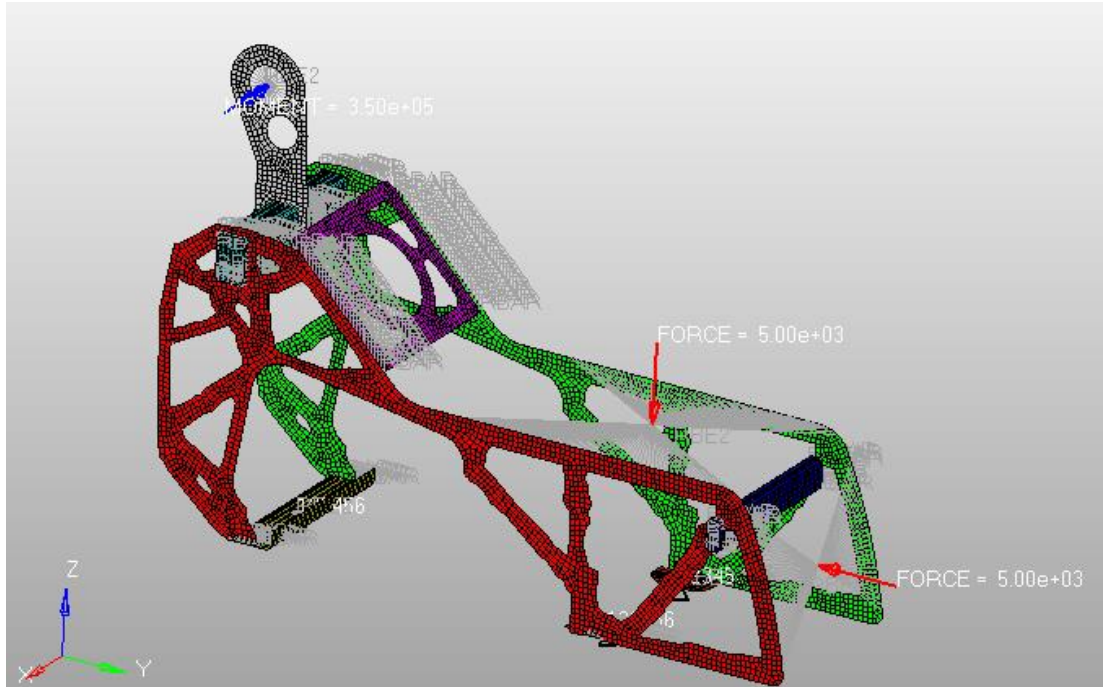
Topoloji tanımlaması yapıldıktan sonra optimizasyon için bir tepki tanımlaması ve amaç tanımlaması yapılmıştır. Amaç; hacmin minimize edilmesi yani sabit yoğunluktaki ağırlık azaltılması olarak belirlenmiştir ve optimizasyon başlatılmıştır ve 48. iterasyonda (yakınsama) OptiStruct'a göre en iyi çözüm oluşturulur. Şekil 4.8’de optimizasyon sonucu oluşan hafifleme gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : 48. iterasyondaki topoloji uygulaması.

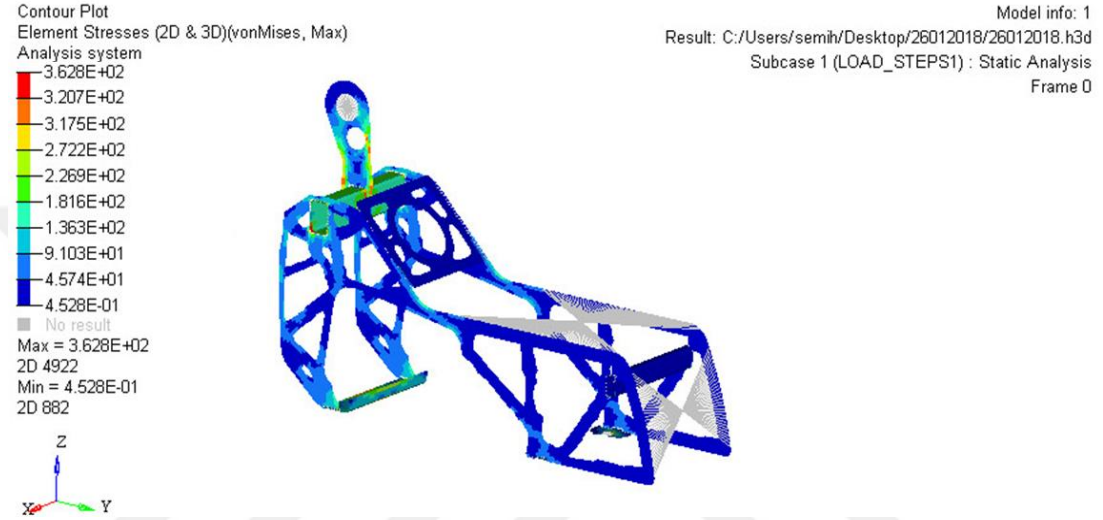
### 4.3 Topoloji Sonrası Tasarım İyileştirmesi ve Analiz

Topoloji optimizasyonu sonucunda oluşan tasarım step formatında alınarak CATIA V5 programına aktarılmıştır. Yeniden yapılan bu tasarımda üretim ve montaj aşamaları göz önünde bulundurulmuştur. Tasarım tekrar Hyperworks programına import edilerek statik analizleri gerçekleştirmek adına model kurulmuştur (Şekil 4.9).

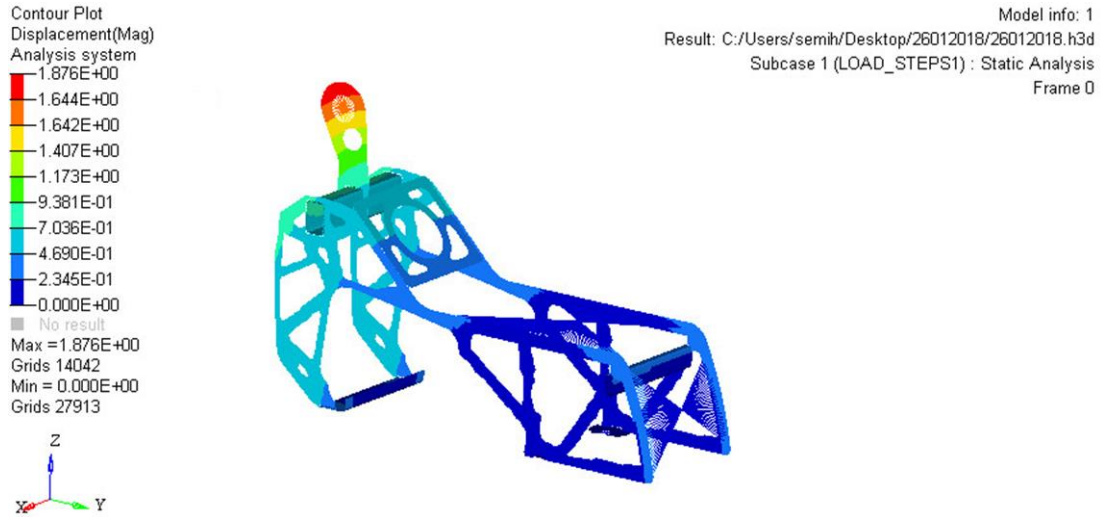


Şekil 4.9 : Topoloji optimizasyonu sonucunda kurulan model.

Modelin optimize edilmiş halinin, başlangıç model ile benzer çözümler getirdiğinden emin olmak için karşılaştırılmalıdır. Yer değiştirme ve stres sonuçları karşılaştırılarak sonuçları yorumlanmıştır. Bu sonuçlara göre ilk analiz sonucunda 1. yükleme adımında 360 Mpa maksimum Von Mises gerilmesi ve 1.85 mm maksimum deplasman meydana gelmiştir. Topoloji optimizasyon sonrası ise oluşan maksimum Von Mises gerilmesi 362 Mpa ve oluşan maksimum deplasman ise 1.87 mm'dir (Şekil 4.10-4.11).



**Şekil 4.10 :** Topoloji sonrasında iyileştirilen tasarımın 1. yükleme adımında meydana gelen Von Mises gerilmeleri.









**Şekil 4.11 :** Topoloji sonrasında iyileştirilen tasarımın 1. yükleme adımında meydana gelen deplasman değerleri.

Analiz sonuçlarının birbirine yakın değerlerde çıktığı gözükmektedir. Burada göz önünde bulundurulması gereken konu topoloji uygulanan parçalarda gerçekleşen

ağırlık azalmaları ve bunların toplam iskelet ağırlığında meydana getirdiği hafifletmedir.

**Çizelge 4.1 :** Topoloji optimizasyonu ile gerçekleştirilen hafiflemeler.

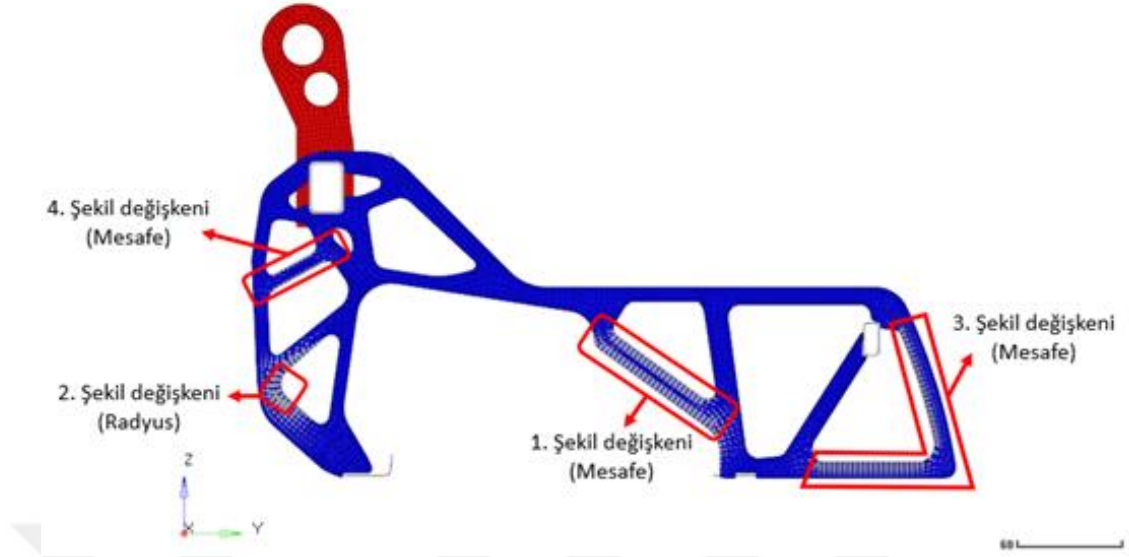
Komponent	Mevcut Parça Ağırlığı (gr)	Optimizasyon Sonrası Ağırlık (gr)	Hafifleme
 ↓ 	830	400	430x2= 860 gr
 ↓ 	119	87	32 gr
 ↓ 	197	17x2	163 gr
<b>Toplam Hafifleme</b>			<b>1055 gr</b>

Çizelge 4.1’de gösterildiği gibi iskelet ağırlığında toplamda 1055 gr hafifleme meydana gelmiştir. Topoloji öncesi iskelet ağırlığı 2500 gr iken topoloji sonrası 1445 gr olmuştur. Toplamda %42,2 hafifleme meydana gelmiştir.

#### 4.4 Şekil Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu sonucunda tasarım tekrar revize edilerek şekil optimizasyonu için model yeniden oluşturulmuştur. Statik analiz için gerekli tanımlamalar bir önceki modeller ile benzerdir. Şekil optimizasyonundaki tek fark modelde belirlediğimiz birden fazla domain ve handle ile oluşturacağımız, şekil değişkenleridir. Şekil 4.12’de tanımlanan 4 adet şekil değişkeni, bölgesi ve türleri ile görsellenmiştir. Bu şekil değişkenlerinden ikincisi radius olarak tanımlanmıştır, diğer üçü ise mesafe olarak tanımlanmıştır.





**Şekil 4.12 :** Şekil değişkenlerinin uygulandığı bölgeler ve türleri.

Şekil değişkenleri belirlendikten sonra Hyperstudy arayüzüne geçilerek optimizasyon için gerekli tanımlamalar yapılmıştır. İlk önce şekil değişkenlerinin alt ve üst limitleri ve çıktı cevapları olarak ise kütle ve stres tanımlanarak ilk analiz yapılmıştır. Bunun sonucunda ağırlık 1400 gr gerilim ise 362 Mpa olarak hesaplanmıştır.

Daha sonra 2 adet deney tasarımı tanımlanmıştır. Birinci deney tasarımı Latin HyperCube modülünde ikinci deney tasarımı ise Full Factorial modülünde görev değerlendirilmesi yapılarak onaylanmıştır.

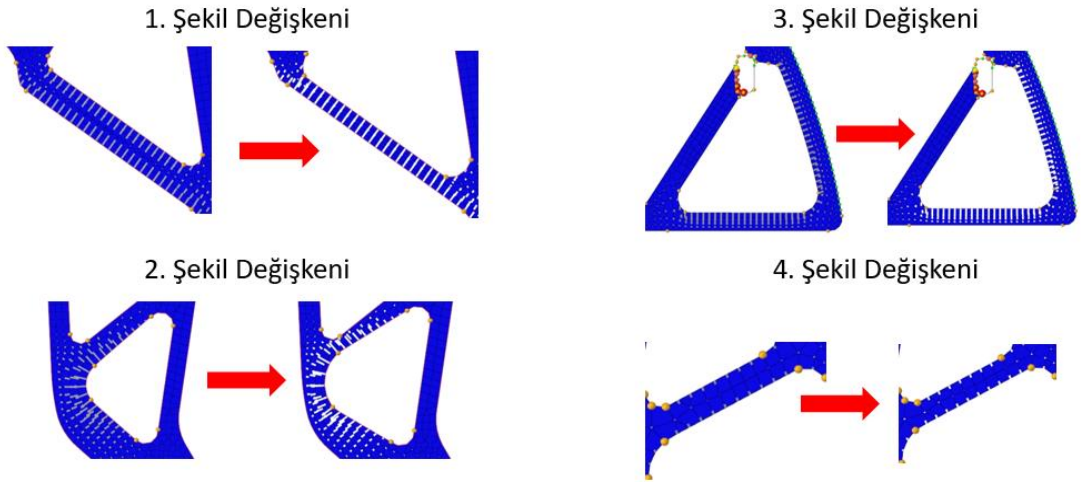
Optimizasyon kısmında ise amaç olarak ağırlığın en aza indirilmesi ve kısıtlama olarak ise oluşan gerilim seçilerek Sequential Quadratic Programming modülünde maksimum 100 iterasyon için çözümlene başlatılmıştır. Toplamda 55 iterasyon ile optimum sonuçlara ulaşılmıştır (Şekil 4.13).

	shape1.S	shape2.S	shape3.S	shape4.S	mass	stress	Objective 1	Constraint 1	Iteration Index	Evalu...erence	Iterati...ference
1	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	1.4006435	362.29050	1.4006435	362.29050	1	1	1
2	0.0203890	0.0104540	0.0108772	0.0000000	1.3999891	362.28989	1.3999891	362.28989	2	6	2
3	0.2310763	0.1165068	0.1319398	0.0010582	1.3921109	362.28404	1.3921109	362.28404	3	11	3
4	1.0000000	0.5113073	0.6084131	0.0125302	1.3745925	362.29505	1.3745925	362.29505	4	16	4
5	0.9891502	0.5042624	0.5796980	0.0165874	1.3741816	362.29452	1.3741816	362.29452	5	21	5
6	1.0000000	0.4855274	0.1875578	0.0962725	1.3697965	362.30123	1.3697965	362.30123	6	26	6
7	1.0000000	0.4945669	0.1585427	0.1088374	1.3696586	362.30320	1.3696586	362.30320	7	31	7
8	1.0000000	0.5685203	0.0789434	0.1738763	1.3689279	362.31157	1.3689279	362.31157	8	36	8
9	1.0000000	0.7680495	0.0000000	0.3171551	1.3672022	362.32628	1.3672022	362.32628	9	41	9
10	1.0000000	1.0000000	0.0122243	0.4630686	1.3646822	362.33598	1.3646822	362.33598	10	46	10
11	1.0000000	1.0000000	0.1226905	0.4461542	1.3641580	362.32765	1.3641580	362.32765	11	51	11
12	1.0000000	1.0000000	0.1226905	0.4461542	1.3641580	362.32765	1.3641580	362.32765	12	51	11

11	1.0000000	1.0000000	0.1226905	0.4461542	1.3641580
12	1.0000000	1.0000000	0.1226905	0.4461542	1.3641580

Şekil 4.13 : Optimum sonuçlar.

Bu sonuçlar tasarımımızı Şekil 4.14'te gösterildiği gibi değiştirmiştir. Örn. birinci şekil değişkeni belirlenirken 12 mm olan mesafeyi 6 mm'ye çekmiştik. Buradaki 1 oranındaki değişim 6 mm'ye denk gelir. Üçüncü şekil değişkenindeki 0.12 oranındaki değişim ise 0.4 mm'lik bir düşüşü ifade eder.



Şekil 4.14 : Optimizasyon sonucu meydana gelen şekil değişimleri.

Bu şekil değişimleri ile oluşan stres sabit kalarak ağırlık 1400 gr'dan 1364 gr'a inmiş ve %3'lük bir hafifleme meydana gelmiştir. Çizelge 4.2'de şekil optimizasyonunun sonuçları gösterilmiştir.

**Çizelge 4.2 : Şekil optimizasyonu sonuçları.**

Şekil Değişkenleri	Alt Limit	Üst Limit	İlk Değer (mm)	Değişim Oranı	Optimizasyon Sonucu(mm)
1.Şekil Değişkeni	0	1	12	1	6
2.Şekil Değişkeni	-1	1	10	1	15
3.Şekil Değişkeni	0	10	9.2	0.12	8.8
4.Şekil Değişkeni	0	5	7	0.44	6.3

#### 4.5 Topografya Optimizasyonu

Topografya optimizasyonu, belirli bir bölüm için bir tasarım bölgesinin tanımlandığı ve bu bölge içindeki şekil değişkenine dayalı takviyelerin oluşturulduğu gelişmiş bir şekil optimizasyon türüdür. Topografya optimizasyonundaki yaklaşım, yoğunluk değişkeni yerine kullanılan şekil değişkeni dışında topoloji optimizasyonu yaklaşımına benzemektedir. Tasarım bölgesi çok sayıda ayrı, iterasyon serilerinde yapı üzerindeki etkisi hesaplanan ve optimize edilen, değişkene ayrılmıştır.

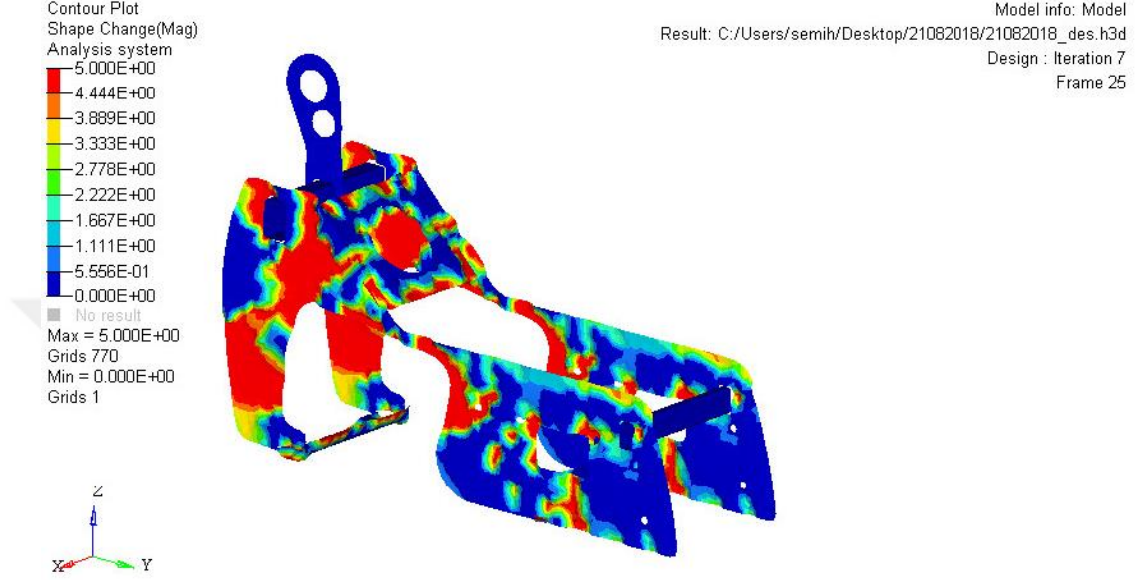
Bir önceki bölümde topoloji optimizasyon ile malzeme üzerinde belirli boşaltmalar yaparak ağırlık kazanımı elde etmiştik.

Bir diğer yapısal optimizasyon tekniği olan topografya optimizasyonu ise mevcut tasarımda form güçlendirmesi yapılarak, daha az kalınlıklı sac kullanılmasını amaçlar. Örneğin 3 mm sac kalınlığı olan düz bir parçaya, optimizasyon ile belirlenen formlar verilerek 2 mm'lik bir sac ile aynı dayanımı elde etmek mümkündür. Buradaki fark yaklaşık olarak ağırlığın %33'lerde iyileştirilmesidir.

Simülasyon modeli için, topografya ayrıntılarının detayı olarak minimum nervür genişliği 5 mm, kalıp açısı 60° ve form yüksekliği max. 4 mm'dir. Bu ayarlamalar topografya şekilleri için OptiStruct arayüzünde tanımlanmıştır. Üretilecek kalıbın yönünün "elemanların normalinde" olması kolaylık sağlamaktadır. Bunun için formlar, her bir mesh elemanının kendi mesh elemanı normaline doğru kaydırılmasıyla

oluşturulur. Ayrıca iskelet yapısında oluşacak formların orta eksene göre simetrik olması tasarımın gerekliliklerindedir ve topografya buna göre tanımlanmıştır.

Optimizasyon başlatıldıktan sonra 7. iterasyonda, OptiStruct'a göre en iyi çözüm türetilir. Optimizasyon sonucu ve geometri değişimi sonucunda meydana gelen formlar ve derinlikler Şekil 4.15'de gösterilmiştir.



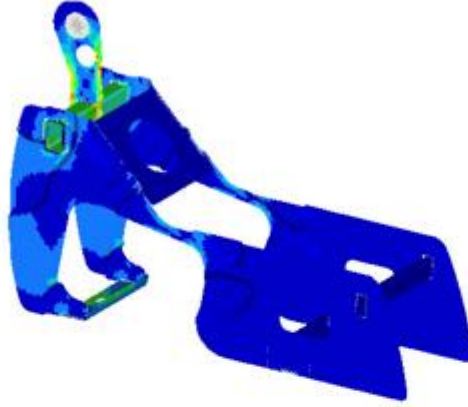
**Şekil 4.15 :** Topografya optimizasyonunun sonuçları.

Topografya optimizasyonu sonucuna göre tasarımda meydana gelen değişiklikler, CATIA V5 programında yeniden tasarlanarak modelin mesh yapısı oluşturulmuştur. Model için gerekli kaynak prosesi, yükler ve kısıtlamalar tekrardan tanımlanarak statik analiz yapılmıştır. Şekil 4.16'da gösterildiği gibi statik analiz sonuçlarına göre gerilim 360 Mpa ve deplasman ise 1.74 mm'dir.

Bu sonuçlar ile beraber ilk analizde ki stres ve deplasman değerleri korunarak sac malzemelerin kalınlığında azaltma yapılarak ağırlık kazanımı sağlanabileceği bilgisine ulaşılmıştır.

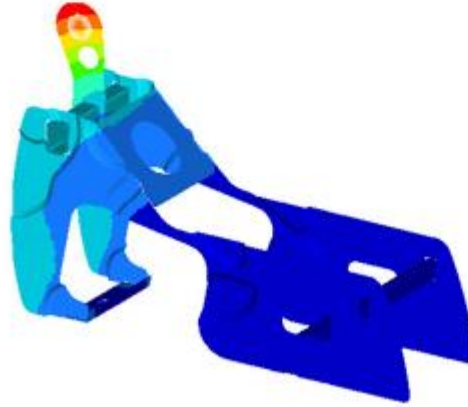
Contour Plot  
Element Stresses (2D & 3D)(vonMises, Max)  
Analysis system  
-3.604E+02  
-3.264E+02  
-3.197E+02  
-2.740E+02  
-2.264E+02  
-1.827E+02  
-1.371E+02  
-9.140E+01  
-4.573E+01  
-6.934E-02  
No result  
Max = 4.110E+02  
2D 12261  
Min = 6.934E-02  
2D 33008

Model info: Model  
Result: C:/Users/semih/Desktop/24092018/24092018\_1.h3d  
Subcase 1 (load\_step1) : Static Analysis  
Frame 4



Contour Plot  
Displacement(Mag)  
Analysis system  
-1.743E+00  
-1.550E+00  
-1.356E+00  
-1.162E+00  
-9.686E-01  
-7.746E-01  
-5.811E-01  
-3.674E-01  
-1.937E-01  
-0.000E+00  
No result  
Max = 1.743E+00  
Grids 13370  
Min = 0.000E+00  
Grids 51973

Model info: Model  
Result: C:/Users/semih/Desktop/24092018/24092018\_1.h3d  
Subcase 1 (load\_step1) : Static Analysis  
Frame 4



Şekil 4.16 : Topografya sonrası statik analiz sonuçları.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Taşımacılık sektöründe üzerinde hassasiyet ile durulan ağırlık azaltma konusu, verimliliği direk olarak etkilemekte ve dolayısı ile maliyetler üzerinde önemli etkisi bulunmaktadır. Bütün taşımacılık sektöründe ağırlık azaltmak için çeşitli çalışmalar yapılmakta, değişik malzeme kullanımları, optimizasyon, parça eksiltme vb. çalışmalarla daha fazla hafif araçlar amaçlanmaktadır. Ticari araçların gerek kendi ağırlığı gerekse genel taşıdığı ağırlığa bakılmaksızın sağlanan en ufak miktardaki hafiflikler bile yapılan işe yüksek miktarda iyileştirme sağlamaktadır.

Bu çalışmayla birlikte otomotiv sektöründe kullanılan koltukların iyileştirilmesi ve yüksek performanslı koltuk komponentlerinin geliştirilerek hafifletilmesi sağlanmıştır. Yapısal optimizasyon teknikleri ile bilgisayar ortamında yapılan explicit analizlerle parçalardaki stress dağılımı ve deformasyonlar gözlemlenmiş ve tasarım doğrulaması yapılarak prototip maliyetlerinin en aza indirilmesi sağlanmıştır.

Bu çalışma ile yeni nesil yapısal optimizasyon teknikleri kullanılarak yolcu koltuklarında kullanılan orta konsol mekanizmasının iskelet yapısı hafifletilmiş ve aynı zamanda da güçlendirme formlarının uygulanması ile daha dayanımlı ve daha hafif komponentlerin üretilebileceği bilgisine ulaşılmıştır. Üretim kolaylığı ve ilk maliyetler düşünüldüğünde daha pratik sonuçlar elde etmek adına topoloji optimizasyon üzerinde durulmuştur. Bu çalışma ile daha önceden firma bünyesinde yapılmayan bu yetenek, firmaya kazandırılarak maliyetler minimum seviyeye indirilmiştir.

Çalışma ile birlikte , sonlu eleman araçlarının kullanımının, hafif komponentlerin tasarımında ne kadar yararlı olabileceği gösterilmiştir. Bileşenlerin maruz kaldığı yüklerin ve sınır koşullarının doğru modellenmesi için özel dikkat gösterilerek gerçekteki sonuçlara yaklaşılmıştır. İyileştirilen nümerik modelde, mevzuatın getirdiği tüm koşullar dışında oluşturulan senaryo ile modelin maruz kaldığı tüm yükler ile komponentin yapısal davranışları incelenmiştir.

Çalışma ile birlikte, sonlu eleman modelinin geçerliliği onaylanmış ve statik yükleme denemeleri sırasında elde edilen deneysel sonuçlar, inşa edilen sonlu eleman modelinin güvenilirliği ve başarısını göstermiştir. Bu nedenle sayısal sonuçlar ve deneysel veriler arasındaki iyi uyumun, vurgulanması önemli bir adımdır.

Yolcu koltuğu komponentinin güncel topolojisinden başlayarak, alternatif ve yenilikçi bir çözüm araştırılmış ve sunulmuştur. Optimizasyon yöntemlerine dayanan bilgisayar simülasyonu sonuçları, yeni bir metoda imkan sağlamıştır ve yolcu koltuğu komponentlerinde önerilen değişikliklerin veya iyileştirmelerin, doğrudan ağırlık azaltması ile ilgili olduğu gözlemlenmiştir.

Topoloji optimizasyonu sonucunda, incelenen orta konsol iskeletinde 1055 gr lık bir hafifletme yani toplamda %42,2 değerinde bir hafifletme sağlanmıştır. Bu değer, M3 katagorisindeki bir yolcu taşıtında bulunan koltuk sayısı düşünüldüğünde ciddi bir rakam olduğu görülmektedir.

Çalışmada ayrıca aynı iskelet yapısına topografya optimizasyonu uygulanarak form güçlendirilmesi yapılmıştır. Ve daha düşük kalınlıklı sac malzemelerin kullanılmasıyla hafiflik sağlanabileceği ve aynı stres ve deplasman değerlerine ulaşılabilceği bilgisi elde edilmiştir.

## KAYNAKLAR

- Allaire, G.** (2002). Shape optimization by the homogenization method. Erişim adresi <http://books.google.com/books> (Orijinal eser 2002 de basıldı)
- Allaire, G.** (2007). Conception optimale de structures. Erişim adresi <http://books.google.com/books> (Orijinal eser 2007 de basıldı)
- Allaire, G., Jouve, F.** (2008). Minimum stress optimal design with the level-set method. *Eng Anal Bound Elem* 32(11), 909–918. doi: 10.1016/j.enganabound.2007.05.007.
- Arora, J.** (1989). Introduction to Optimum Design. Erişim adresi <https://www.researchgate.net/publication> (Orijinal eser 1989 de basıldı)
- Bakhtiary, N., Allinger, P., Friedrich, M., Mulfinger, F., Puchinger, Müller, Sauter.** (1996). A New Approach for Sizing, Shape and Topology Optimization. *SAE International Congress and Exposition*. Detroit, Michigan USA.
- Baumgartner, A., Harzheim, L., Mattheck, C.** (1992). SKO: the biological way to find an optimum structure topology. *Int J Fatigue* 14 No 6 (1992) pp 387-393. doi: 10.1016/0142-1123(92)90226-3.
- Bendsoe, M. P.** (1989). Optimal shape design as a material distribution problem. *Structural Optimization* 1, 193-202 (1989). doi: 10.1007/BF01650949.
- Bendsoe, M. P., Sigmund, O.** (2003). Topology optimization- Theory, methods and applications. Erişim adresi <http://books.google.com/books> (Orijinal eser 2003 de basıldı)
- Bendsoe, M. P., Kikuchi, N.** (1988). Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Comput Methods Appl. Mech. Eng.* 71, 197-224. doi: 10.1016/0045-7825(88)90086-2.
- Burger, M., Stainko, R.** (2006). Phase-field relaxation of topology optimization with local stress constraints. *SIAM J Control Optim* 45(4), 1447–1466. doi: 10.1137/05062723X.
- Céa, J., Garreau, S., Guillaume, H., Masmoudi, M.** (2000). The shape and topological optimizations connection. *Comput Methods Appl Mech Eng* 188(4), 713–726. doi: 10.1016/S0045-7825(99)00357-6.
- Chen, C. J., Yang, B. J.** (1996). Stress-based topology optimization. *Structural Optimization* 12, 98-105. doi: 10.1007/BF01196941.
- Cheng, G., Jiang, Z.** (1992). Study on topology optimization with stress constraints. *Eng. Opt.* 20, 129-148. doi: 10.1080/03052159208941276.
- Chong, E. K. P., Zak, S. H.** (2001). An Introduction to Optimization. Erişim adresi <https://eng.uok.ac.ir/mfathi/Courses> (Orijinal eser 2001 de basıldı)



- Diaz, A., Kikuchi, N.** (1992). Solution to shape and topology eigenvalue optimization problem using a homogenization method. *Int. J. Num. Meth. Eng.* 35, 1487-1502. doi: 10.1002/nme.1620350707.
- Duysinx, P., Bendsoe, M. P.** (1998). Topology optimization of continuum structures with local stress constraints. *Int J Numer Methods Eng* 43, 1453–1478. doi: 10.1002/(SICI)1097-0207(19981230)43:8<1453::AID-NME480>3.0.CO;2-2.
- Eschenauer, H. A., Olhoff, N.** (2001). Topology optimization of continuum structures: a review. *Appl Mech Rev* 54:331–390. doi: 10.1115/1.1388075.
- Gea, H.C.** (1994). Topology optimization: a new micro-structure based design domain method. *ASME Advances in Design Automation* 2, 283-290. doi: 10.1016/0045-7949(96)00092-2.
- Gleave, S. D.** (2009). European Commission - Study of Passenger Transport by Coach. Erişim: 12 Temmuz 2018, [http://ec.europa.eu/transport/modes/road/studies/doc/2009\\_06\\_passenger\\_transport\\_by\\_coach](http://ec.europa.eu/transport/modes/road/studies/doc/2009_06_passenger_transport_by_coach).
- Haftka, R.T., Gürdal, Z.** (1992). Elements of Structural Optimization. Erişim adresi <https://www.springer.com/gp/book> (Oriğinal eser 1992 de basıldı)
- Henrot, A., Pierre, M.** (2005). Variation et optimisation de formes. Erişim adresi <https://link.springer.com/book> (Oriğinal eser 2005 de basıldı)
- Logan, D. L.** (2002). A First Course in the Finite Element Method. Erişim adresi <https://www.amazon.com> (Oriğinal eser 2002 de basıldı)
- Ma, Z.D., Kikuchi, N., Cheng, H.C., Hagiwara, I.** (1995). Topological optimization technique for free vibration problems. *J. Appl. Mech* 62(1), 200-207. doi: 10.1115/1.2895903.
- Malzemelerin Akma Kriterleri** (t.y.). Erişim: 18 Haziran 2018, <https://www.simscale.com/docs/content/simwiki/fea/what-is-von-mises-stress.html>.
- Malzeme Tanımlamaları** (t.y.). Erişim: 06 Temmuz 2018, <http://ozgurdemircelik.com>.
- McWilliams, A.** (2011). Lightweight Materials in Transportation. BCC Research.
- Mlejnek, H.P., Schirmacher, R.** (1993). An engineer's approach to optimal material distribution and shape finding. *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.* 106, 1-26. doi: 10.1016/0045-7825(93)90182-W.
- Nazarov, S. A., Sokolowski, J.** (2003). Asymptotic analysis of shape functionals. *J Math Pures Appl* 82(2),125–196. doi: 10.1016/S0021-7824(03)00004-7.
- Park, Y.K.** (1995). Extensions of optimal layout design using the homogenization method. (Doktora Tezi). University of Michigan. Ann Arbor.
- Rozvany, G.I.N., Bendsoe, M.P., Kirsch, U.** (1995). Layout optimization of structures. *Appl. Mech. Rev.* 48, 41-117. doi: 10.1115/1.3005097.
- Saleem, W., Yuqing, F.** (2010). Strategy for Optimal Configuration Design of Existing Structures by Topology and Shape Optimization Tools. *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*.

- Sankaranaryanan, S., Haftka, R.T., Kapania, R.K.** (1992). Truss topology optimization with stress and displacement constraints. Erişim adresi <https://link.springer.com/chapter> (Orijinal eser 1992 de basıldı)
- Serbestlik Derecesi** (t.y.). Erişim: 28 Ağustos 2018, <http://www.IbrahimCayiroglu.com>
- Sokolowski, J., Zochowski, A.** (1999). On the topological derivatives in shape optimization. *SIAM J Control Optim* 37(4), 1251–1272. doi: 10.1137/S0363012997323230.
- Suh, N.P.** (1990). The Principles of Design. Oxford University Press. Erişim adresi <https://www.bookdepository.com> (Orijinal eser 1990 de basıldı)
- Thomas, H., Zhou, M., Schramm.** (2002). Issues of Commercial Optimization Software Development. *Structure Multidisc Optimization* 23, 97-110.
- Thomas, H.L., Vanderplaats, G.N., Shyy, Y. K.** (1992). A study of move limit adjustment strategies in the approximation concepts approach to structural synthesis. Proc. 4-th AIAA/USAF/NASA/OAI Symp. on Multidisciplinary Design Optimization( held in Cleveland, OH), pp. 507 512.
- Yang, R.J., Chahande, A.I.** (1995). Automotive applications of topology optimization. *Struct. Optim.* 9, 245-249. doi: 10.1007/BF01743977.
- Yang, R.J., Chuang, C.H.** (1993). Optimal topology design using linear programming. *Comp. Struct.* 52,265-275. doi: 10.1016/0045-7949(94)90279-8.
- Wang, B.P., Lu, C.M., Yang, R. J.** (1996). Optimal topology for maximum eigenvalne using density-dependent material model. 37th AIAA//ASME//ASCE//AHS//ASC Structures, Struet. Dyn. Mat. Conf. (held in Salt Lake City, UT), pp. 2644-2652.

## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Muhammet ARSLAN  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 1990 / Yıldırım  
**E-posta** : m.arslan.z@hotmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2017- ..... Inova Otomotiv ARGE Tasarım Mühendisi
- 2015-2017 ASKAR Makine A.Ş. Talaşlı İmalat Mühendisi
- 2014-2015 Gesu Arıtma Sistemleri Tasarım Mühendisi