

**BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TİCARİ ARAÇ SÜRÜCÜ KOLTUĞUNDA YAPISAL OPTİMİZASYON İLE  
HAFİFLİK**



**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**AYHAN BALKAN**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Makine Mühendisliği Programı**

**OCAK 2018**

**BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TİCARİ ARAÇ SÜRÜCÜ KOLTUĞUNDA YAPISAL OPTİMİZASYON İLE  
HAFİFLİK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ayhan BALKAN  
141080107**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Makine Mühendisliği Programı**

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

**OCAK 2018**

BTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 141080107 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ayhan BALKAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "TİCARİ ARAÇ SÜRÜCÜ KOLTUĞUNDA YAPISAL OPTİMİZASYON İLE HAFİFLİK" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri:** **Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi

**Doç. Dr. Rukiye ERTAN** .....  
Uludağ Üniversitesi

**Tarih** : 8 Ocak 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 : Ayhan Balkan

İmza :



*Biricik eşim ve sevgili aileme,*

## ÖNSÖZ

Yüksek lisans çalışmalarım boyunca sağladığı destek, tavsiye ve sabırlı yaklaşımı için danışmanım Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım boyunca sağladıkları sonsuz imkanlar için şirketim Assan Hanil ailesine teşekkür ederim.

Hayatım boyunca her zaman yanımda olarak beni destekleyen annem Hoşgöl BALKAN'a, verdiği cesaret ile hep ileriye bakmamı sağlayan babam Celil BALKAN'a, bana olan sonsuz güveni ile her zaman inançla çalışmamı sağlayan kardeşim İremnur BALKAN'a, bana gösterdiği sabır, verdiği değer ve sevgisi ile hep yanımda olan eşim Burcu Ündücü BALKAN'a, sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, bu çalışmanın ileriki çalışmalara bir değer oluşturmasını temenni ederim.

Ocak 2018

Ayhan Balkan

## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ .....	v
İÇİNDEKİLER .....	vi
KISALTMALAR .....	viii
SEMBOLLER .....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÖZET .....	xiii
SUMMARY .....	xv
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Amaç .....	2
1.2 Çalışmalar.....	3
<b>2. OPTİMİZASYON.....</b>	<b>4</b>
2.1 Optimizasyonun SEA çalışmalarına etkisi.....	4
2.1.1 Tasarım ve analiz .....	4
2.1.2 Optimum tasarım.....	5
2.2 Optimizasyon Terminolojisi.....	6
2.2.1 Tasarım değişkenleri .....	6
2.2.2 Tasarım alanı.....	7
2.2.3 Yanıt.....	7
2.2.4 Amaç fonksiyonu .....	8
2.2.5 Tasarım kısıt fonksiyonu.....	8
2.2.6 Yanıt yüzeyi .....	8
2.3 En iyinin aranması.....	9
2.4 Yapısal Optimizasyon Araçları .....	11
2.4.1 Optimizasyon prosedürünün oluşturulması .....	12
2.4.2 Yapısal optimizasyon görevlerinin sınıflandırılması .....	13
2.4.3 Görev üretimi .....	14
2.4.4 Analiz modeli detayları .....	14
2.4.5 Genel amaç ve kısıt fonksiyonları.....	15
2.4.6 Yerel hata ölçütleri.....	16
2.4.7 Tutarlılığın uyarlanması .....	17
2.5 Matematiksel Arka Plan .....	19
2.5.1 Optimumun tanımı .....	19
2.5.2 Optimizasyon problemi formülasyonu.....	22
2.5.3 Local Yerel ve genel minimum - dışbükeylik.....	22
2.5.4 Yerel bir minimumun varoluş koşulları .....	23
2.5.5 Sınırlı optimizasyon görevlerinin lagrange fonksiyonuyla işlenmesi.....	24
2.6 Arayüzün Matematiksel Arka Planı .....	25
2.7 Optimizasyon Modeli .....	26
2.8 SEA Sonuçlarını Anlamak .....	26

2.8.1 Yer değiştirme .....	26
2.8.2 Güvenlik faktörü .....	27
2.8.3 Akma yüzdesi.....	27
2.8.4 Çekme ve basma .....	27
2.8.5 En yüksek kayma gerilmesi .....	28
2.8.6 von Mises hata kriteri.....	28
2.8.7 Başlıca asal gerilmeler .....	29
2.8.8 Doğal frekanslar .....	30
<b>3. KOLTUK TASARIMI.....</b>	<b>31</b>
3.1 Araçların Tanımı .....	31
3.1.1 Yolcular için g tahrikli araçların sınıflandırılması .....	31
3.1.2 Yük taşımaya yönelik g tahrikli araçların sınıflandırılması .....	33
3.2 Motorlu Taşıtlardaki Oturma Pozisyonları İçin H-Noktası Ve Torso Açısının Belirlenmesi .....	34
3.2.1 Amaç .....	34
3.2.2 Tanımlar .....	34
3.2.3 Üç boyutlu referans sistemi.....	35
3.2.4 Üç boyutlu "H" noktası makinesi (3D H machine).....	36
3.2.4.1 Sırt ve oturak yüzeyi .....	36
3.2.4.2 Gövde ve bacak elemanları .....	36
3.3 AEK R14 .....	37
3.3.1 Emniyet kemeri ankrajları için özel test Şartları .....	38
3.3.2 Üç noktalı emniyet kemeri test Şartları .....	38
3.3.3 Tamamen koltuk ile bağlı emniyet kemeri ankrajlarının testi .....	39
3.3.4 Özel tip emniyet kemerinin testi .....	39
<b>4. ARAŞTIRMALAR.....</b>	<b>43</b>
4.1 Koltuğun Mevcut Durumu .....	43
4.1.1 Modele hazırlık .....	43
4.1.2 İlk modelin analiz sonucu .....	45
4.2 Optimizasyon Adımları .....	47
4.2.1 Arka braket.....	48
4.2.2 Adaptör grubu .....	53
4.2.2.1 Alüminyum gövde – birinci adım .....	55
4.2.2.2 Titanyum gövde – ikinci adım .....	61
4.2.2.3 Magnezyum gövde – nc adım .....	62
4.2.2.4 Karbon fiber katkılı plastik (kompozit) gövde – dördüncü adım.....	64
4.2.2.5 Her malzemeye ait en iyi sonucun karşılaştırılması.....	65
4.2.2.6 Nihai magnezyum adaptör grubu .....	66
4.2.2.7 4.2.2.7 Analizlerin zamana bağlı ve doğrusal olmayan modellerle tekrarlanması .....	70
4.2.3 st braket .....	73
4.3 Optimize Edilmiş AEK R14 Emniyet Kemerinin ekme Modeli .....	76
4.4 Genel Ağırlık Azaltma Sonuçları .....	80
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>81</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>83</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>85</b>



## KISALTMALAR

<b>AEK</b>	: Avrupa Ekonomik Komisyonu
<b>AL</b>	: Alüminyum
<b>BDM</b>	: Bilgisayar Destekli Mühendislik
<b>BDT</b>	: Bilgisayar Destekli Tasarım Koltuğu
<b>CL</b>	: Cam Lifi
<b>CO2</b>	: Karbondioksit
<b>ÇGO</b>	: Çoklu Hedefli Optimizasyon
<b>GF</b>	: Güvenlik Faktörü
<b>H-NOKTASI</b>	: (H) Kalça Noktası
<b>HSSK</b>	: Havalı Süspansiyonlu Sürücü
<b>KRN</b>	: Koltuk Referans Noktası (R-noktası)
<b>MG</b>	: Magnezyum
<b>OEÜ</b>	: Orijinal Ekipman Üreticisi
<b>PA</b>	: Poliamit
<b>SEA</b>	: Sonlu Elemanlar Analizi
<b>TI</b>	: Titanyum
<b>TSOR</b>	: Tasarım Sorumlusu Tanımı

## SEMBOLLER

$\mathbf{a}$	: Kenar
$\mathbf{h}$	: Kenar
$f^i$	: Hacim Kuvvetleri
$f(\mathbf{x})$	: Hedef Fonksiyonu (Amaç Fonksiyonu)
$\mathbf{g}(\mathbf{x})$	: Eşitsizlik Kısıtı Vektörü
$G$	: Fonksiyon
$\tilde{G}$	: Optimizasyon Fonksiyonu
$\mathbf{h}(\mathbf{x})$	: Eşitlik Kısıtı Vektörü
$\mathbf{X}$	: Uygun Tasarım Alanı
$\mathbf{x}^*$	: Noktadaki Yerel Minimum
$V$	: Hacim
$\sigma_{1,..,n}$	: Ana Gerilim (Stres)
$\sigma_v$	: Normal Gerilim (Stres)
$\mathfrak{R}^n$	: Reel Sayıların n-Boyutlu Miktarı
$\Pi$	: Genel Potansiyel
$\Pi^*$	: Genel Tamamlayıcı Potansiyel
$\Omega$	: Parça Hacmi
$t_{(\Gamma_r)}^j$	: Sınır Gerilimi (Stresi)
$v_{j(\Gamma_v)}$	: Sınır Yer Değiştirmesi (Deplasmanı)

## ÇİZELGE LİSTESİ

### Safya

<b>Çizelge 3.1:</b> M-Sınıfı araçların kategorize edilmesi .....	32
<b>Çizelge 3.2:</b> N-Sınıfı araçların kategorize edilmesi.....	33
<b>Çizelge 3.3:</b> Araç sınıfına göre çekme kuvveti.....	40
<b>Çizelge 4.1:</b> AEK R14'e göre çekme kuvvetlerinin hesaplanması.....	43
<b>Çizelge 4.2:</b> Blok yüklerinin karşılaştırması .....	44
<b>Çizelge 4.3:</b> Malzeme ve kalınlık için sonuç karşılaştırması .....	62
<b>Çizelge 4.4:</b> Magnezyum malzeme ile sonuç karşılaştırması .....	63
<b>Çizelge 4.5:</b> PA66 ICF40 ile diğer malzeme sonuçlarının karşılaştırması .....	64
<b>Çizelge 4.6:</b> Kaliteli ve kalitesiz mesh karşılaştırması .....	69
<b>Çizelge 4.7:</b> Genel optimizasyon hafifletme karşılaştırması .....	80

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: Optimizasyon ile güçlendirme formu oluşturma.....	3
Şekil 2.1: Geleneksel tasarım döngüsü.....	4
Şekil 2.2: Optimize edilmiş tasarım döngüsü.....	5
Şekil 2.3: Tasarlanabilir / tasarlanamaz (değiştirilemez) bölgeler.....	7
Şekil 2.4: Optimizasyon algoritmaları.....	12
Şekil 2.5: Tasarım değişkenleri türünde yapısal optimizasyon görevleri.....	13
Şekil 2.6: Bileşendeki harici kuvvetler.....	17
Şekil 2.7: Yükleme durumları ve yüklere eşlik eden hareketler.....	19
Şekil 2.8: Belli bir kap yüzeyine sahip kare tabanın (a) yan uzunluğuna bağlı olarak açık bir kabın V hacmi.....	20
Şekil 2.9: Farklı kısıtlamaların göz önüne alınması.....	21
Şekil 2.10: Birkaç yerel minimuma sahip fonksiyon.....	23
Şekil 2.11: Sonuçları ile birlikte çekme ve basma modelleri.....	28
Şekil 2.12: von Mises hata kriteri sınırları.....	29
Şekil 2.13: Asal gerilme sınırları.....	29
Şekil 3.1: Üç boyutlu referans sistemi.....	35
Şekil 3.2: 3-D H makinesi elemanlarının tayini.....	36
Şekil 3.3: 3D H makinesinin eleman ölçüleri ve yük dağılımı.....	37
Şekil 3.4: Üst çekme bloğu.....	39
Şekil 3.5: Alt çekme bloğu.....	40
Şekil 3.6: Assan Hanil'de test öncesi HSSK görüntüsü.....	41
Şekil 3.7: AEK R14 çekme testi sırasında koltuk.....	42
Şekil 4.1: AEK R14 emn. kemeri çekme testine göre ilk SEA modeli.....	43
Şekil 4.2: Çekme kuvvetlerinin eğrileri.....	45
Şekil 4.3: En yüksek yer değiştirme değeri.....	46
Şekil 4.4: D-Halkası ölçüm noktası.....	46
Şekil 4.5: İlk SEA modelinin analiz öncesi/sonrası karşılaştırması.....	47
Şekil 4.6: İlk BDT modeli.....	48
Şekil 4.7: Statik yer değiştirme simülasyon modeli.....	49
Şekil 4.8: Topografya için geometrik form değişkenleri.....	50
Şekil 4.9: Optimizasyonun şekil değişim sonucu.....	50
Şekil 4.10: İlk ve optimize edilmiş modellerin yer değişimi karşılaştırması.....	51
Şekil 4.11: İlk ve optimize edilmiş modellerin stres karşılaştırması.....	51
Şekil 4.12: Son haline gelmiş BDT data.....	52
Şekil 4.13: Son haline getirilmiş modelde datanın güncellenmesi.....	52
Şekil 4.14: Sınır şartları ile birlikte ilk model.....	53
Şekil 4.15: İlk ve optimize edilmiş modellerin yer değişim karşılaştırması.....	54
Şekil 4.16: Şekil değişim sonuçları.....	54
Şekil 4.17: 1.5mm kalınlıkta yer değişimi sonucu.....	55
Şekil 4.18: Alüminyum gövde ile optimizasyon öncesi/sonrası sonuçları.....	56

Şekil 4.19: 3mm kalınlıkta AL ile optimize edilmiş arka braket.....	57
Şekil 4.20: Post optimizasyon menüsünden türetilen mesh modeli .....	57
Şekil 4.21: Ön braketin optimizasyon sonuçları.....	58
Şekil 4.22: Optimizasyon öncesi ve sonrasının karşılaştırması.....	58
Şekil 4.23: Optimizasyon sonrası örgü yapısı .....	59
Şekil 4.24: Örgü tabanlı yüzeyin BDT modeline uyarlanması.....	59
Şekil 4.25: CATIA’da oluşturulan BDT modeli .....	60
Şekil 4.26: Optimize edilmiş ön braket sonuçları.....	61
Şekil 4.27: Ağırlık/yer değiştirme sonuçlarının final karşılaştırması.....	66
Şekil 4.28: 4 mm kalınlıktaki magnezyum optimizasyon sonuçları.....	67
Şekil 4.29: Son optimizasyon sonuçlarının adapte edilmesi .....	67
Şekil 4.30: En güncel arka braket modeli .....	68
Şekil 4.31: Son haline gelmiş kaliteli mesh modeli.....	68
Şekil 4.32: Nihai modelin deplasman sonucu.....	69
Şekil 4.33: Son modelin stres sonuçları.....	69
Şekil 4.34: Alt modelin analiz öncesi/sonrası davranışı .....	70
Şekil 4.35: Alt modellerin karşılaştırılması .....	71
Şekil 4.36: Farklı modellerin sonuç eğrisi karşılaştırması.....	71
Şekil 4.37: Üst braketin sınır koşulları .....	73
Şekil 4.38: Üst braketin topografi şekil değişim sonuçları.....	74
Şekil 4.39: Optimizasyon öncesi ve sonrasının deplasman karşılaştırması.....	75
Şekil 4.40: Kalitesiz yüzey ve bu yüzeyden türetilen BDT modeli.....	75
Şekil 4.41: Son hale gelmiş modelin deplasman sonuçları .....	76
Şekil 4.42: Maksimum yer değiştirme sonucu .....	77
Şekil 4.43: Son hale gelmiş modelde D-Halkası ölçüm noktası.....	78
Şekil 4.44: Son SEA modeli için öncesi/sonrası karşılaştırması .....	78
Şekil 4.45: İlk ve son modelin deplasman karşılaştırması.....	79
Şekil 4.46: H-noktası referansı ile model karşılaştırması.....	79

# TİCARİ ARAÇ SÜRÜCÜ KOLTUĞUNDA YAPISAL OPTİMİZASYON İLE HAFİFLİK

## ÖZET

Günümüzde kamyon ve otobüs tipi karayolu ticari araçlarında bulunan sürücü koltuklarının, uzun mesafeli sürüş nedeniyle sürücüye yüksek oranda konfor sağlaması beklenmektedir. Bu konfor en yaygın olarak pnömatik mekanizma aracılığı ile, yani hava tahriği ile sağlanmaktadır. Bir yandan hava girişi sayesinde konfor sunması ve süspansiyon hareketi ile yola uyum sağlaması, diğer yandan da yüksek oranda kullanıcı dostu olması gibi özellikler, koltuğun büyük miktarda donanımlı ve değerli bir ürün olmasını sağlamaktadır. Aynı zamanda direk olarak sürücüyü saran, sürücünün koşullarına etki eden ve sürücünün kendi yaşamını teslim ettiği bu koltuk, sürücü güvenliğini de en iyi şekilde sağlamak zorundadır. Bu nedenle gerekli olan tüm şartname testlerini yasal olarak, kalite testlerini de ürün güvenilirliği açısından geçmek zorundadır. Tüm bu testleri geçmek amacı ile koltukta çeşitli güçlendirmeler yapılmakta ve bu durum göz önünde bulundurulduğunda koltuk ağırlığı oldukça yükselmektedir.

Ağırlık konusu, taşımacılık sektöründe özellikle dikkat edilen, verimliliği direk olarak etkileyen, dolayısı ile maliyetler üzerinde önemli etkisi bulunan geniş bir başlıktır. 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.

Bu tez çalışmasında, otomotiv ve kara taşımacılığı sektörlerinin yoğunlukla eğildiği ağırlık azaltma ya da aynı ağırlık seviyesinde kalarak yapısal güçlendirme konuları hedeflenmiştir. Bu işlemlerin gerçekleştirilmesinde, yüksek derecede önem arz eden ve geleneksel yöntemlerden pekişerek daha da hızlı hale gelen optimizasyon konuları ele alınmaktadır. Optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilirken, Altair/HyperWorks programının OptiStruct arayüzünden yararlanılmış ve ağırlıklı olarak topografi optimizasyonu konuları ele alınmıştır. Çalışma esnasında ağırlıklı olarak kalınlık azaltılmış, malzeme kalitesinde değişikliğe gidilmiş ya da direk olarak yoğunluğu daha düşük olan farklı tipte malzemeler tercih edilmiştir. OptiStruct arayüzü ile yapılan çalışmaların girdileri, AEK R14 emniyet kemeri çekme testinden alınmış ve test esnasında söz konusu parçaya gelen yükler modellenerek sağlanmıştır. Bu çalışmaların çıktıları ise, sonraki adımda AEK R14 emniyet kemeri çekme testinin girdilerini oluşturmaktadır. Optimizasyon çalışmaları öncesinde ve sonrasında yapılan, AEK R14 emniyet kemeri çekme testi sonlu elemanlar analizi ile, yapılan çalışmaların sağladığı fayda karşılaştırılmıştır. Tüm bu çalışmalar sonrasında istenilen hafiflik ve hedeflenen dayanım seviyesinin yakalanması planlanmıştır.

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, sürücü koltuğu için önemli testlerden biri olan ve zorunlu olarak gerçekleştirilen AEK R14 emniyet kemeri çekme testine ait sonlu elemanlar analizinde uygulanmıştır. Çıkacak olan sonuçların uygunluğu çalışma sonunda değerlendirilecektir.

**Anahtar kelimeler:** Ağırlık Azaltma, Optimizasyon, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Topografi, Süspansiyonlu Koltuk, Ticari Sürücü Koltuğu.



# **WEIGHT REDUCTION ON THE COMMERCIAL VEHICLE DRIVER SEAT WITH STRUCTURAL OPTIMIZATION**

## **SUMMARY**

Driver seats in commercial vehicles are expected to provide high comfort to the driver due to long distances. This comfort is most commonly achieved through a pneumatic mechanism - pneumatic actuation. Besides, air entrances provide comfort, suspension motion provides alignment to road, on the other hand, high user friendliness, such as a large amount of the options on the seat, makes it valuable equipment. However, this seat, which directly surrounds the driver, affects the working conditions of the driver and has an importance on the driver's own life, has to provide the driver safety in the best way. For this reason, all required specification tests must be passed due to legal requirement and quality tests must be passed in terms of product reliability. A variety of strengthening exercises are made on the seat with the aim of passing all these tests, and the seat weight is considerably increased when this is taken into consideration.

The weight is a broad title with particular attention in the transport sector, which directly influences productivity and therefore has a significant impact on costs. Various works are done in order to reduce the weight, different materials usage, optimization, more lightness are aimed in the studies. Due to the intense usage in land transportation, the lightness issue gains much more importance. For this reason, even the smallest amounts of lightness provided by commercial vehicles, irrespective of their own or overall weight, add a high amount of value to the work being done.

In this thesis, weight reduction or structural strengthening at the same weight level are aimed, where the transport sectors are heavily interested. In the realization of these processes, optimization issues that are of high importance and become faster by consolidating from traditional methods are discussed. When optimization work was performed, the OptiStruct interface of the Altair / HyperWorks program was utilized and predominantly topography optimization issues were addressed. Different types of materials with a lower density, a different material qualities, or a reduced thicknesses are preferred during the operation. The inputs of the work done with the OptiStruct interface are provided by modeling the load on the workpiece during the ECE R14 safety belt pull test. The outputs of these studies are the inputs of the ECE R14 safety belt pull test. The ECE R14 seat belt pulling test's finite element analysis, which was carried out before and after the optimization studies, compared the benefits of the work carried out. After all these studies, it is planned to capture the desired lightness and the target strength level.

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, material cost are modeled again with better quality in the computer aided design program CATIA. Then exported to ECE R14 seat belt pulling test's finite elements analysis, which is one of the important tests for driver's seat. The appropriateness of the outcomes will be assessed at the end of the study.



**Key words:** ECE R14 Seat Belt Pulling Test, Finite Element Method, Optimization, Weight Reduction, Lightweight, Topography.



## 1. GİRİŞ

HSSK (Havalı Süspansiyonlu Sürücü Koltuğu) pnömatik etki ile çalışan ve özellikle ticari araçlarda kullanılan sürücü koltuğu tipidir. Burada ticari araçlar için otobüsler ve kamyonlar örnek verilebilir ve bunlar genellikle uzun mesafeli yolculuklarda kullanılır. HSSK koltuğun diğer koltuklardan önemli bir farkı bulunmaktadır. Bu fark pnömatik etkidir. Hava bağlantısı, sürücüyü kötü yol koşullarından korumakta ve yollardan kaynaklanan etkiyi sürücüye en az şekilde yansıtarak, sürüş konforunu arttırmaktadır.

Günümüzde otobüs ve kamyon tipi ticari araçlardaki sürücü koltuklarının, uzun sürüş mesafelerinden dolayı sürücüye yüksek oranda konfor sağlaması beklenmektedir. Bu konfor en yaygın şekilde pnömatik olarak, hava desteği ile sağlanır. Konfor artışı, bu konforu sağlayan makas hareketi ve yüksek oranda özellikler sayesinde kullanılabilirlik sunabilen bu koltukta, diğer yandan ağırlık artışı da kaçınılmaz olur. Aynı zamanda, şoförün hayatı direkt olarak koltuğa bağlıdır ve bu nedenle koltuk en iyi güvenlik özelliklerini sağlamalıdır. Yani koltuk, aracın satıldığı pazarın zorunlu kıldığı tüm yasal testleri geçmek zorundadır. Konfor ve kullanılabilirlik nedeni ile artan ağırlığa bir de tüm güvenlik özellikleri girdiğinde, ağırlık artışı daha da fazlalaşmaktadır. Bu ağırlık artışı, otomotiv sektörünün yakıt tüketimini azaltma konusundaki çalışmaları ve  $CO_2$  emisyonunu azaltma hedefleri düşünüldüğünde, ağırlık azaltma çalışmaları daha da önem kazanmaktadır. Yani burada seçenekler birbirine bağlı bir durumdadır. Ağırlık artışı,  $CO_2$  emisyonu artışı, yakıt tüketimi artışı ve güvenlik detayları birbirlerini etkilemektedir. Bu çalışmada amaç da bu durumları optimum sonuç için dengelemektir.

Tasarım ve çalışmalar tamamlandıktan sonra, koltuğun yeterince güçlü olup olmadığı kontrol edilmelidir. Fiziksel test ile koltuğun yeterliliği gözlemlenebilmektedir, ancak her tasarım girdisinde fiziksel bir test verimli olmamakta ve maliyetlerin dengelenmesinde olumsuz etki etmektedir. Bu nedenle SEA (Sonlu Elemanlar Analizi) yöntemi, çalışmalar boyunca koltuğun dayanıklılığını belirlemek ve gözlemek için en yaygın yoldur.

SEA yöntemi prototip hazırlama öncesinde ve test hazırlık aşamasında çalışmalara oldukça zaman kazandırır. Böylece fiziksel denemelerin alacağı zaman ve test, montaj, üretim yoğunluğu en aza indirgenebilmektedir.

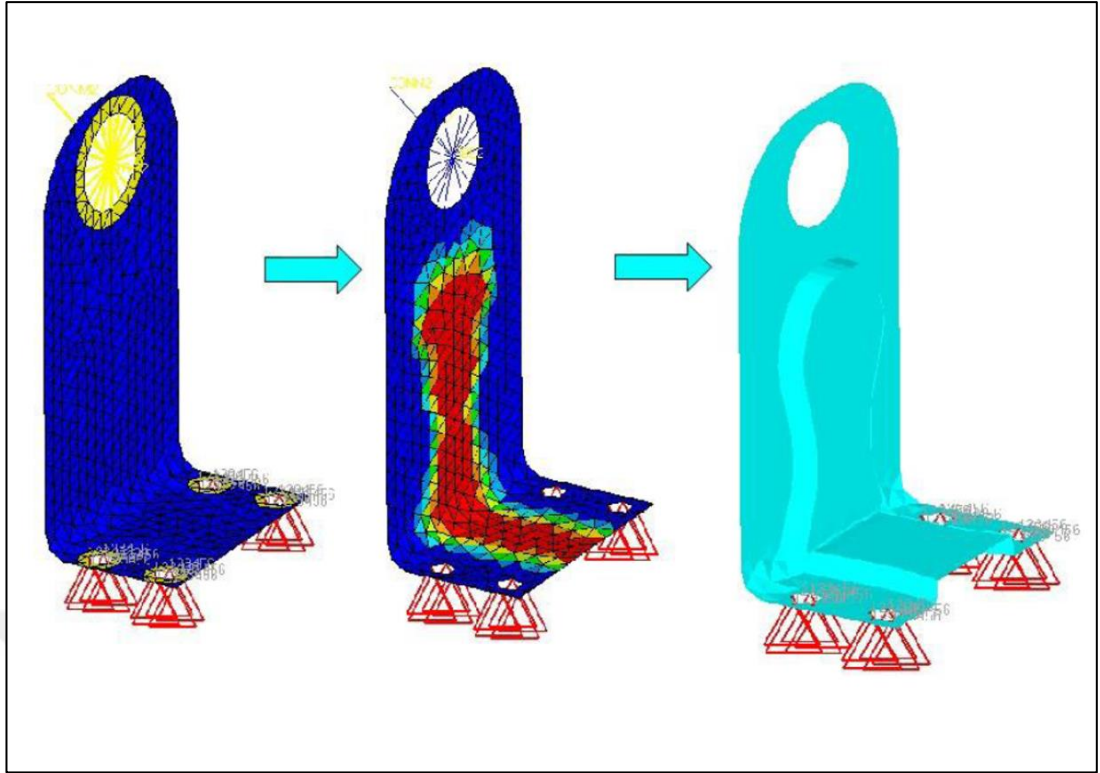
Daha önce de belirtildiği gibi şoför koltuğu, aracın satılacağı pazarda zorunlu kılınan testleri geçmelidir. Avrupa Bölgesi burada örnek olarak verilebilir; koltukların bulunduğu araçlar herhangi bir Avrupa ülkesine satılmak istenirse, koltuk AEK (Avrupa Ekonomik Komisyonu / Economic Commission for Europe) yönetmeliklerinin tüm testlerini yerine getirmelidir. Burada en önemli testlerden biri AEK R14 emniyet kemeri çekme testidir. Sürücü koltuğu M3/N3 araç tipine uygulanan yüklerle çekilerek istenen şartların yerine getirmesi beklenmektedir.

## **1.1 Amaç**

Bu tez çalışmasında, aynı zamanda otomotiv endüstrisinin önemli eğilimlerinden biri olan ağırlık azaltma ve optimizasyon konularından bahsedilmektedir. Optimizasyon çalışmaları sırasında, HyperWorks paket programının OptiStruct arayüzü kullanılmış ve özellikle topografi disiplininin yararlanılmıştır.

Optimizasyon çalışmasının çeşitli amaçları bulunmaktadır. Bazen ağır olan koltuğu hafifletmek amacı ile yapılabilir. Bazen, koltuğun ağırlık performansı zaten yerine getirilmiştir, ancak daha iyi statik test sonucu (koltuk yapısı için daha iyi yer değiştirme veya daha fazla güç anlamına gelmesi) istenmektedir. Dolayısıyla, bu tür bir durumla koltuktaki mevcut yapısal düzeyin dayanımı, ağırlık artışı olmadan optimize edilmelidir. Geleneksel çalışma tarzında, kalınlık artışı ya da ilave braket kaynatılması ile dayanım artırılması örnek olarak verilebilir. Ancak bu durumda, en iyi çözümü bulmayı amaçladığı için optimizasyon en iyi seçenek olmalıdır.

Otomotiv endüstrisi geçmişten günümüze değerlendirildiğinde; kalınlıklar sürekli azalmakta, ilave destek dirseklerinin sayısı azaltılmakta ve sac metallerin şekillendirme seviyesi arttırılmaktadır. Elbette, bu örnekler gelişmekte olan üretim teknikleriyle de bağlantılıdır, ancak optimizasyon burada çok büyük paya sahiptir. Aşağıda optimizasyon yardımı ile güçlendirme formlarının oluşturulma adımları gösterilmektedir (Şekil 1.1).



**Şekil 1.1:** Optimizasyon ile güçlendirme formu oluşturma [1].

## 1.2 Çalışmalar

Çalışmanın sonucunda optimizasyon, hafifletme, ürün performansı, üretim maliyeti konuları göz önüne alınarak sonuçlar bir araya toplanmıştır. Bu sonuçlar tüm koltuğa uygulanmış ve AEK R14 test modeline ait analizlerle yorumlanmıştır. Optimizasyon sonuçları ayrı ayrı uygulanmış ve istenen hedefler ayrı ayrı elde edildikten sonra, tüm olumlu sonuçlar AEK R14 emniyet kemeri statik çekme testine uygulanmıştır.

Çalışma sonucunda, koltuğun Radioss çözücüsü ile AEK R14 emniyet kemeri statik çekme analizi çözdürülmüş, en yüksek gerilim ve en yüksek plastik gerilme ölçütlerini uygun seviyede geçmesi beklenmiştir. AEK R14 statik analizinin sonucunu gözlemlenirken, en yüksek gerilim, en yüksek plastik yük ve koltuk kemerinin üçüncü noktasının izin verilen en yüksek yer değiştirmesi dikkate alınır.

## 2. OPTİMİZASYON

Yapıların sağlamlığını analiz etmek, ürün geliştirmedeki birçok adımdan yalnızca biridir. Bu esnada, parçalar gerinim, ağırlık, güvenilirlik vb. gereklilikleri karşılamak üzere daha uygun hale getirilir. Ayrıca, daha kısa tasarım döngülerinde en uygun tasarımlar geliştirilmeye çalışılır.

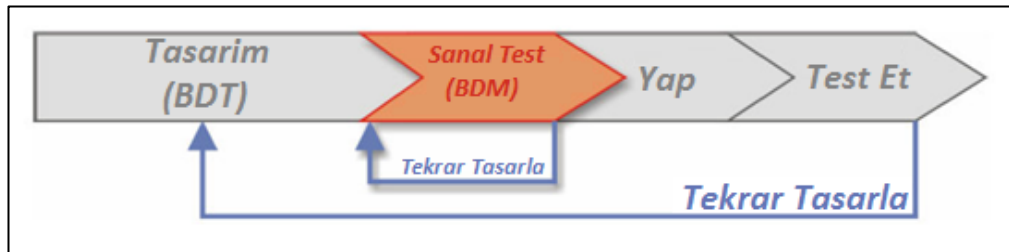
Bu nedenle, gelişmiş simülasyon teknolojileri aracılığıyla tasarım optimizasyonu, endüstriyel ve akademik ortamlar için "olmazsa olmaz" hale gelmiştir.

### 2.1 Optimizasyonun çalışmalarına etkisi

Mekanikteki ve yazılımdaki yeni gelişmeler genel olarak yazılım yetenekleri yüksek oranda arttırmıştır. Bu sayede yazılımlar belirtilen şartlara en uygun tasarımı önermeye başlamıştır. Başka bir deyişle, artık bu durum "optimum" tasarım olarak adlandırılmış ve daha fazla özgürlük sunulmuştur.

#### 2.1.1 Tasarım ve analiz

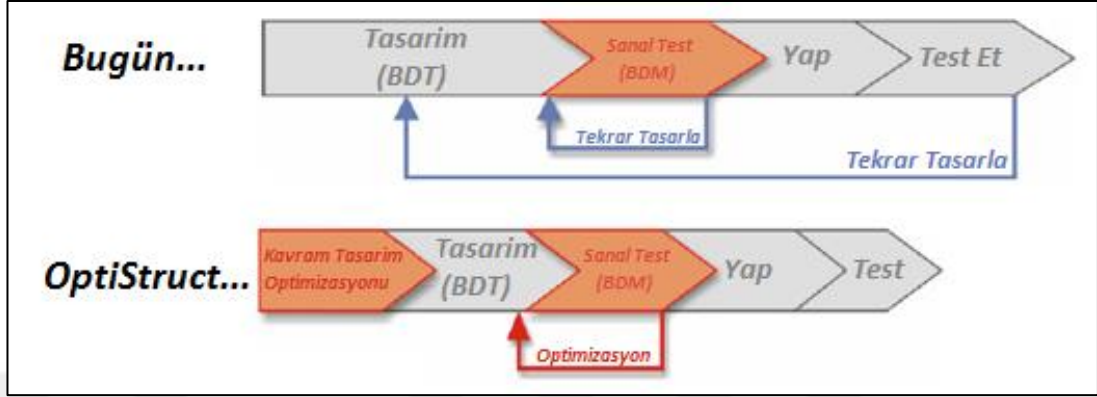
Geleneksel tasarım sürecinde tasarımcı, seçenek sunmak için deneyime ya da iç hislerine dayanmak zorundadır. Fakat analiz aracılığı ile her bir seçenek daha hızlı değerlendirilir; tasarımcı bu analiz sonuçlarını veya cevapları kullanarak "en iyi" olanı seçer. Bazen bu süreç sonsuz ve sıkıcı olabilir (Şekil 2.1).



Şekil 2.1: Geleneksel tasarım döngüsü [2].

Tasarım optimizasyonu disiplini BDM'nin bir parçası olarak kullanmanın güzel kısmı, kullanıcının birbiri ardına sürekli çalışma yapmak yerine eşzamanlı olarak olumlu sonucu ortaya çıkarabilmesidir.

Tasarımcı kısıtlamaları belirler ve uygun sonucu yakalamak üzere optimizasyon aracına bırakır. En iyiyi yakalamak için çalışan tasarımcı, daha iyi bir tasarıma ulaşmak için, ilk tasarımın nasıl değiştirileceğine karar vermek amacı ile analiz aracını kullanır (Şekil 2.2).



Şekil 2.2: Optimize edilmiş tasarım döngüsü.

Optimizasyon yazılımı, sonraki analiz doğrulamasını gerçekleştirme muhtemel biçimleri ve boyutları önerecektir. Bu, artık BDM'yi görüntüleme biçiminde görülen muhteşem bir değişiklik anlamına gelmektedir. Yeni tasarım, optimizasyon aracı tarafından "uygun bulunmuş" olduğundan, geleneksel "doğrulama" aşamasına yaklaşmak çok daha yüksek bir güven seviyesinde sağlanacaktır.

Analiz ve optimizasyon özellikle tasarımcı için çok fazla tamamlayıcı bir işlemdir. Tasarım optimizasyonunda, bir analiz modeli ve bir optimizasyon modeli olmak üzere eşit derecede önemli parçalar bulunmaktadır.

### 2.1.2 Optimum tasarım

"Optimum" sözlüğünün tanımı, "belirli koşullar altında elde edilen veya elde edilebilen en uygun veya en iyi sonuçtur". "Özgü koşullar" ifadesi, tasarım özgürlüğünü vermektedir ve en uygun anlamına gelir. Optimum kavramı tüm mühendislik alanlarında geçerlidir. Her zaman imkanlar dahilinde en iyi hedeflenmektedir.

Tasarımcı, tasarım alternatiflerinin değerlendirilmesine izin veren koşulları tanımlar. Mühendislik açısından bu durum, tasarımcının tasarımın performansını nicelendiren matematik denklemleri oluşturduğu anlamına gelir. "İyi sürüş kalitesi" ifadesi, sürücü koltuğunun dayanabileceği ivme bileşenlerinin azami değerlerini belirtecek bir terim haline getirir.

Bir tasarım değerlendirmek için kullanılan nicel parametreye amaç (objective) denir. Birden fazla hedef tanımlanarak daha zorlu bir meydan okuma ortaya konabilir. Bir araba tasarımcısı aynı anda mükemmel güvenlik ve düşük maliyet istemesi örnek olarak verilebilir. Ne yazık ki, çoğu durumda, hedefler çelişkili olması, tasarımcının en iyi uzlaşmaya ulaşmasını zorlaştırır (bu durum bizi HO = çok Hedefli Optimizasyona götürür / Multi Objective Optimization).

Uygun olarak çalışan bir tasarım neredeyse her zaman, bir taraftan istenileni tam olarak yerine getirirken, diğer istenilenden az da olsa ödün verebilir. Bu nedenle tasarımcılar bir başka zorunlulukla karşı karşıya kalır. Tasarlanan çoğu bileşen, diğer bileşenlerle bir araya getirilmelidir. Bu, mühendisin bileşenin sığması gereken bir paket alanı ve diğer bileşenler tarafından kararlaştırıldıkları için değiştirilemeyen montaj noktaları ile çalışması gerektiği anlamına gelir. Matematikte, paket alanına tasarım alanı veya optimizasyon alanı denir.

Son olarak, tasarımcının olası tüm parametreleri değiştirmesine izin verilmeyebilir. Malzeme tasarımcısı ile birlikte çalışmak, kontrolün ötesinde faktörler tarafından kısıtlanabilir: örneğin sac metal ile çalışmak, ticari olarak temin edilebilir kalınlığa getirilmemizi sağlar. Değiştirebilme özgürlüğüne sahip olduğumuz parametrelere tasarım değişkenleri denir.

Amacın tasarım değişkenlerine bağımlılığı, amaç fonksiyonu adında bir denklem olarak gösterilir. Tasarım optimizasyon probleminin ifadesi daha sonra aşağıdaki bileşenlerden oluşur;

- Paket alanı,
- Tasarım değişkenleri,
- Kısıtlar,
- Amaçlar.

## **2.2 Optimizasyon Terminolojisi**

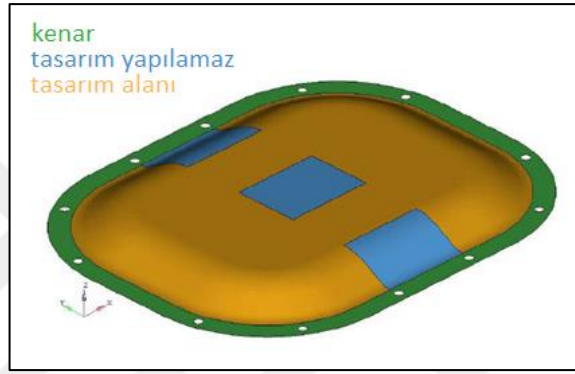
### **2.2.1 Tasarım değişkenleri**

Tasarım değişkenleri, bir optimizasyon sırasında değiştirilebilen yapısal parametrelerdir. Tipik örnekler, bir yapı ve üye boyutlarının malzeme özellikleri, topolojisi ve geometrisini içerir. Tasarım değişkenleri, o anda gerçekleştirilen optimizasyon türüne bağlı olarak sürekli veya ayrı olabilir.

### 2.2.2 Tasarım alanı

Seçilen kısımlar, optimizasyon işlemi sırasında yeniden tasarıma tabi tutulabilmektedir. Örneğin, bir topoloji optimizasyonunun tasarım alanındaki malzeme seçimi mümkün olabilir.

Tasarım dışı parametreler önceden belirlenmiş olanlardır ve optimizasyon sırasında değiştirilmeyecektir (örneğin ek parçalar ve destek braketi gibi bölgeler veya ekstra ağırlık taşımayan ama yine de muhafaza edilmesi gereken önemli delikler). Bir kuvvetin veya kısıtlamanın uygulandığı herhangi bir unsur tasarım dışı olarak belirtilmeli ve olduğu gibi muhafaza edilmelidir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3: Tasarlanabilir / tasarlanamaz (değiştirilemez) bölgeler [3].

### 2.2.3 Yanıt

Sistem performansının ölçümü. Örneğin, bir tasarımcının ilgileneceği bölümlerdir; hacim, kütle vb. [4].

- TSOR1: Temel yanıt tanımı.

Kütle, kütle kesri, hacim, hacim kesri, uyumluluk, frekans, yer değiştirme, gerilme, şekil değiştirme kuvveti, kuvvet, kompozit tepkiler, ağırlıklı uyum, ağırlıklı frekans ve uyum indeksi, frekans tepkisi analizi cevapları,

- TSOR2: Kullanıcı tanımlı fonksiyon(lar) kullanarak cevap tanımı.

Yanıtları, tasarım değişkenleri, ızgara konumu, tablo girdileri, yanıtlar ve genel özelliklerin bir fonksiyonu olarak tanımlar. Örnek: İki düğüm noktasının ortalama yer değiştirmesi (Denklem 2.1).

$$F(x_1, x_2) = \frac{x_1 + x_2}{2} \quad (2.1)$$



- TSOR3: C (C++) veya Fortran ile yazılmış kullanıcı tanımlı bir harici fonksiyon kullanarak cevap tanımlama.

#### 2.2.4 Amaç fonksiyonu

Optimizasyonun amacını tanımlar. Amaç fonksiyonu, minimum (tipik olarak) bir optimizasyon boyunca aranan fonksiyondur. Bir tasarımın en önemli mülkiyetini gösterir ve ilgili tepki tasarım değişkenlerinin bir fonksiyonudur. Örneğin; kütle, gerilme, deplasman, atalet momenti, frekans, ağırlık merkezi, burkulma faktörü, vb. (Örnek: min. Ağırlık (b, h)).

#### 2.2.5 Tasarım kısıt fonksiyonu

Sistemin, seçilen yanıt işlevlerinin alabileceği değerleri sınırlayarak bir soruna bir sınırlama getirir ve bu, tasarımın kabul edilebilir olması için gerçekleştirilmektedir (örneğin, izin verilen en yüksek gerilim veya kaçınılması gereken frekans aralığı). Eşitlik olarak ifade edilebilse de kısıtlamalar genelde eşitsizlik olarak ifade edilir ve örnek detaylandırılmıştır.

$$\sigma (b,h) \leq 70 \text{ MPa}$$

$$t (b,h) \leq 15 \text{ MPa}$$

$$h \geq 2*b$$

- **Uygun tasarım** : Bütün kısıtları yerine getiren tasarımıdır.
- **Uygun olmayan tasarım** : Bir ya da daha fazla kısıt fonksiyonunu yerine getiremeyen, bozan tasarım yapısıdır.
- **En uygun tasarım** : Tüm kısıtlamaları yerine getirebilen ve amaç fonksiyonunun olası minimum değerini (veya maksimum değeri) sağlayan optimizasyon sonucudur (tasarım değişken değerleri).

#### 2.2.6 Yanıt yüzeyi

Tipik olarak, amacı tasarım değişkenlerine bağlayan sürekli bir fonksiyon yoktur. Bunun yerine sayısal denemeler, tasarım değişken değerlerine kıyasla objektif fonksiyon değerlerinin bir tablosunu oluşturmak için kullanılabilir. Bir dizi yüzeye yeni bir yüzey yerleştirildiğinde, en uygun yerleri bulmak için kullanılan “yanıt yüzeyi” oluşturulur.

### 2.3 En iyinin aranması

Optimizasyon mantığı ilk aşamada geçilmesi biraz zor bir disiplindir. Doğrusal denklemlerin dünyasında amaç, sonucu bulmaktır ve yalnızca bir sonuç aramaktır. Birçok gerçek dünya probleminde buna güvenmek her zaman uygun değildir. Bu nedenle amaç, ilk başta yola çıkılan tasarımdan daha iyi bir tasarım bulmaktır. Bazı durumlarda en iyi sonuç, belirlenen şartlarda uygun olmayabilir. Amaç daha iyi bir çözüm bulmak, en iyi değilse bile, en uygun çözümü aramaktır, ama bunun global optimum çözüm olmayabileceğini hatırlanması gerekmektedir. Bu ifade neden vurgulanır?

Optimizasyon teorisinde, kurallara göre, objektif fonksiyonun asgari seviyesi aranır. Bir nesnenin maksimizasyonu, onun karşılığını en aza indirmeye eşdeğer olduğu için bu bir sınırlama değildir (bazen,  $x$ 'in maksimizasyonu,  $x$ 'in negatif değerinin minimizasyonu olarak ele alınır, yani  $-x$ ).

Optimizasyon alanında tek bir minimum değere sahip bir işleme "dışbükey fonksiyon" denir. Bu noktada diferansiyel hesabın temellerini hatırlamak faydalı olacaktır. Hesaplama, eğrinin minimum (ve diğer "dönüm noktası") sıfır eğim (veya birinci türev) ile karakterize edilir. Amaç fonksiyonu tasarım değişkenlerinin ikinci dereceden bir fonksiyonuysa, o zaman bir global minimum garanti edilir. Bunun nedeni, ikinci dereceden bir eğrinin yalnızca bir dönüm noktasının olması ve tasarım alanında yalnızca bir minimum olmasıdır.

Daha yüksek bir düzey eğrisi, tasarım alanında çok sayıda dönüm noktasına sahip olabilir. Eğer öyleyse, o zaman çoklu minimalar oluşurdu. Nesnel fonksiyonun en düşük değere sahip olduğu dönüm noktası küresel minimum, diğer minima lokal minima olarak adlandırılır.

Gerçek hayat probleminde tasarım değişkenleri, yüzlerce veya binlerce olabilir. Ve amaç fonksiyon iyi tasarım alanı içinde çoklu yerel minimum ile dışbükey bir fonksiyon olabilir.

Aşağıdaki örnek dikkate alınır:

Analiz modeli lineer olsa bile, optimizasyon problemi genelde değildir. Örneğin, dikdörtgen kesitli ve eğilme denkleminde sahip konsol kirişin sapması paylaşılmıştır (Denklem 2.3) [5].

$$\delta = \frac{wL^3}{3EI} \quad (2.3)$$

Denge denklemi durum değişkeninin  $\delta$  doğrusal bir fonksiyonu olduğu için analiz modeli doğrusaldır. Elastizite Modülü (E) plastik bir analizde olduğu gibi sapmanın bir fonksiyonuysa, analiz modeli doğrusal olmayacaktır.

Örneğin kesit için optimum derinlik (d) seçilmelidir. "Atalet Momenti", (Denklem 2.4) [6] ile verilir:

$$I = \frac{bd^3}{12} \quad (2.4)$$

ve tasarım değişkeninin doğrusal bir fonksiyonu değildir –  $\delta$ .

Seçilen hedef fonksiyona bağlı olarak, optimizasyonu yapan, konveks olmayan asgari bir fonksiyon araması yapılmalıdır. Ardından, soru sorulursa, optimizasyon yazılımı makul bir süre içinde daha iyi bir çözüme nasıl ulaşır bunu sorgular. Bu hedef, beklendiği ve zaten öğrendiği gibi, iteratif (yinelemeli) bir çözümdür.

OptiStruct, yinelemeli bir prosedür kullanır, bu yöntem optimizasyon (en uygun) problemini çözmek için yerel yaklaşım olarak bilinir. Bu yöntem, aşağıdaki adımları izleyerek optimizasyon sorununu çözer:

1. Fiziksel problemin sonlu elemanlar kullanılarak analizi.
2. Yakınsama testi; eğer yakınsama sağlanırsa.
3. Geçerli yineleme için potansiyel olarak aktif amaçları korumak için yanıt taraması.
4. Tutulan cevaplar için tasarım hassasiyeti analizi.
5. Hassasiyet bilgilerini kullanarak açık bir yaklaşık problemin optimizasyonu. 1'e geri dön.

İstikrarlı bir yakınsama sağlamak için, tasarım değişkeni değişirken, her yineleme kendi sınırları dahilindeki dar aralıklarla sınırlı olan ve aktarım limitleri olarak adlandırılır. En büyük tasarım değişkeni değişiklikleri, ilk birkaç yakınsamada gerçekleşir ve ileri formülasyon ve diğer stabilize edici önlemlerin uygulanması nedeniyle, pratik uygulamalar için yakınsama, tipik olarak az sayıda FE analizi ile gerçekleştirilir.

Tasarım hassasiyeti analizi, yapısal tepkilerin türevlerini tasarım değişkenlerine göre hesaplar. Bu, basit bir tasarım doğrulama aracından otomatik bir tasarım optimizasyon sistemine SEA almak için en önemli içeriklerden biridir. Tasarım güncellemesi hassas bilgi temel alınarak açıkça yaklaşık optimizasyon probleminin çözülmesi ile üretilir.

OptiStruct, uygulanan iki optimizasyon yöntemi sınıfına sahiptir: çift yöntem ve ilkel yöntem. Çift yöntem, aktive edilmiş kısıtlamalarla ilişkili Lagrange çarpanlarının ikili uzayında optimizasyon problemini çözer. Çok sayıda tasarım değişkenini içeren tasarım problemleri için daha az kısıtlama (topoloji ve topografya optimizasyonunda yaygın olan) için oldukça verimlidir. İlkel yöntem orijinal tasarım değişkeninin optimumunun aranmasıdır. Tasarım kısıtlamalarını eşit seviyelerde içeren sorunların yanı sıra boyut ve şekil optimizasyonlarında ortak olan tasarım değişkenleri için de kullanılır. OptiStruct optimizasyon yapanı, optimizasyon probleminin özelliklerine göre otomatik olarak seçer [7].

#### **2.4 Yapısal Optimizasyon Araçları**

Optimizasyon araçları, hesaplama programlarını (genellikle sonlu elemanlar analizi programlarını) entegre eder ve hesaplama sonuçlarına göre tasarımı geliştirir. Ayrıca, aşağıdaki görev formülasyonu genel geçerdir [8]:

1. Bir taşıma yapısının ağırlığını en aza indirilmeli, böylece izin verilen gerilimler ile belirli bir bozulma seviyesi geçilmemelidir.
2. Ağırlığın ilk tasarımla aynı olması ve daha yüksek doğal frekansların azaltılmaması için ilk doğal frekansı en üst düzeye çıkarılmalıdır.

Yapısal optimizasyon için mekanik bir davranış modeli gereklidir. Aşağıda analiz modeli adı verilen bu model, optimizasyon işleminin merkezi bir bileşenidir. Bununla birlikte, doğrulanmış bir analiz modeli olan bir optimizasyon hesaplaması başarılı olacaktır. Yapısal analiz çeşitli yöntemlere dayanabilir. Analitik yaklaşımlar, kolay problem tanımları için yeterlidir. Sayısal yöntemler, örneğin sonlu elemanlar yöntemi kullanılır. Bununla birlikte, mevcut veri noktalarına dayanan bir yaklaşım modeli de mevcut olabilir. Genel olarak, belirli gereksinimlerle ilgili bileşen davranışını iyileştirmek, yapısal optimizasyonun hedefidir.

Gereksinimlerin tanımı yapısal bir optimizasyonun ilk atamasıdır. Sorular şu şekildedir:

-Optimizasyonun amacı nedir? Etki parametrelerine bağlı olarak nesne işlevleri için, tasarım değişkenleri denilen şeyleri tanımlamak mümkün müdür?

-Hangi ilave kısıtlamalar (engeller) tanımlanabilir? Bu kısıtlamalar aynı zamanda tasarım değişkenlerine mi bağlıdır?

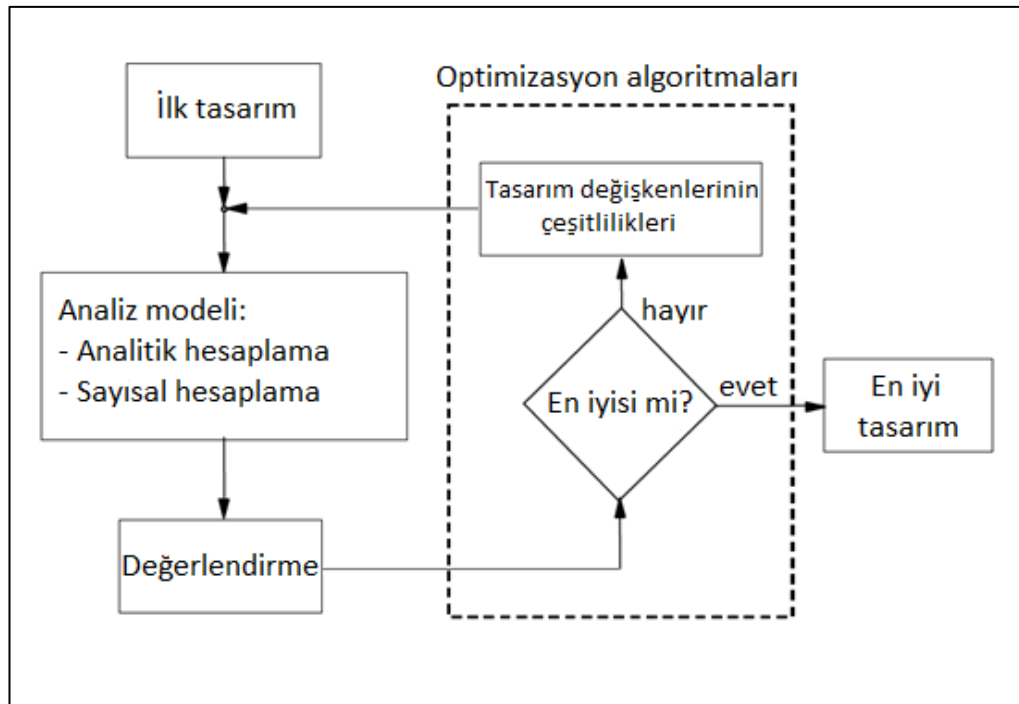
İkinci görev tasarım değişkeninin tanımlanmasıdır. Burada aşağıdaki sorular önemlidir:

-Bileşenin analiz modelindeki hangi boyutlar değiştirilebilir?

-Yapı elemanı davranışında hangi boyutların etkisi olabilir?

#### 2.4.1 Optimizasyon prosedürünün oluşturulması

İşlem modelinin özü, analiz modelinin tasarım değişkenlerini bileşen davranışının iyileştirileceği şekilde değiştiren bir optimizasyon algoritması ile birleştirmesidir. Basit bir optimizasyon basit algoritmalarından oluşur (Şekil 2.4). Başlangıç tasarımından gelen tasarım değişkenlerinin değerleri ile atama analiz edilir ve değerlendirilir. Optimizasyon algoritması bileşeni geliştirir. Ana hattaki döngü, optimuma ulaşıncaya kadar art arda geçilmelidir.



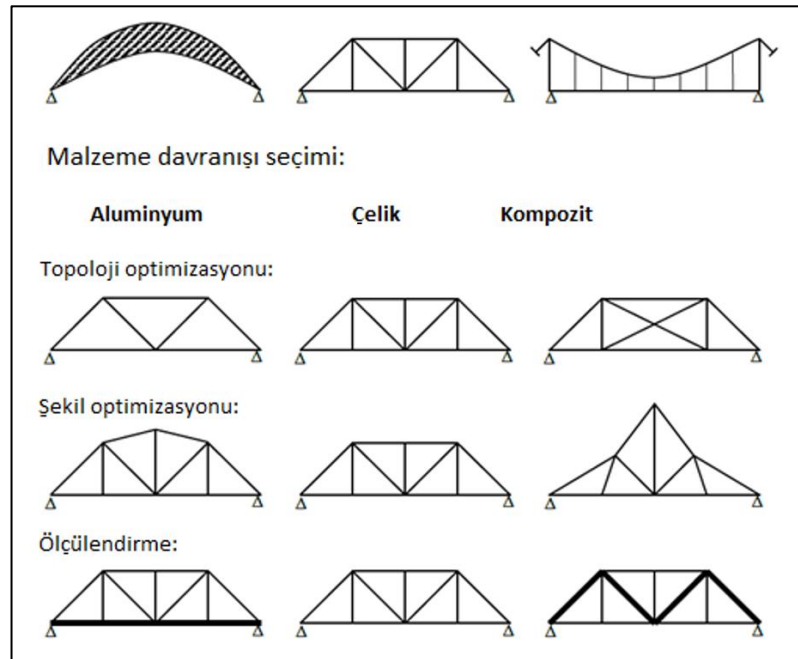
Şekil 2.4: Optimizasyon algoritmaları.

Yapısal bileşenlerin optimizasyonu, çeşitlendirilmiş analiz modellerinin entegre edilebileceği, optimizasyon programı sistemlerinin modüler bir mimarisi gerektirir. Kullanılan optimizasyon prosedürleri ekiplerdeki bileşen tasarımlarının hedefli muamelesine (ör. Otomotiv tasarımlarında: statik boyutlandırma için takım 1, çarpışma geliştirme için ekip 2) karşı koymalıdır. Ayrıca, eserlerin farklı madde sınıflandırmalarında oluştuğu da dikkate alınmalıdır. Örneğin, kavram belirleme düzeyinde, ürünlerin detaylı optimizasyonu düzeyinden çok diğer hedefler aranır. Kısmen çelişen bu hedefler iyi bir optimizasyon sürecinin parçalarıdır.

Matematiksel optimizasyon algoritmalarının yardımı ile yapısal iyileştirme süreci daha iyi bir şekilde düzenlenmelidir. İşlev etkililiğinin yükselişinin yanı sıra, "direk olarak" ulaşılamayacak sonuçlar da gözlemlenecektir. Görevler, duvar kalınlığının optimum ölçüsünün belirlenmesinden, yeni tasarım kavramlarının oluşturulmasına kadar geçerlidir. Örneğin, bir matematiksel optimizasyon sistemine sahip bir aracın tam bir gelişim sürecine devam etmek, hayali bir şeydir. Bununla birlikte, matematiksel optimizasyon prosedürleri mühendislik çalışmalarına yardımcı olmalıdır.

#### 2.4.2 Yapısal optimizasyon görevlerinin sınıflandırılması

Yapısal optimizasyon görevleri, tasarım değişkenlerinin türlerine göre bölünür; çünkü, daha sonrasında uygulanan çözüm stratejileri seçilecektir (Şekil 2.5) [9]:



Şekil 2.5: Tasarım değişkenleri türünde yapısal optimizasyon görevleri.

Boyutlandırma mantığı, duvar kalınlığı ve kesit ile tanımlanan en kolay tasarım değişkenleridir.

Şekil optimizasyonu, bileşen sınırının şeklini tanımlayan tasarım değişkenleri. Yapı referansı geometrisi değiştirilebilir. Ayrıca, boşluklar ve köşebentler gibi yeni yapısal referansların getirilmesi hariç tutulmuştur.

Topoloji optimizasyonu, yapısal öğelerin düzenini tanımlayan tasarım değişkenleri ile şekillenir.

Malzeme davranışının seçimi (örneğin, çelik, alüminyum, magnezyum, kompozitler), yapım yönteminin seçimi (örneğin bir dolap taşıyıcısı), bir kafes benzeri yapı veya bir kompozit yapı kullanımını burada kararlaştırılmaktadır.

### **2.4.3 Görev üretimi**

Optimizasyon görevinin tam olarak açıklanması gerekir. Açıklamaya verilen yardım aslında bir çeşit görev listesidir. Yapının değiştirilmesi için mevcut olasılıkları (tasarım değişkeni), ürünün gerekliliklerini (nesnel ve kısıtlama işlevleri) ve dikkate alınması gereken yük durumlarını içermelidir. Şartname listesi, tüm fonksiyonel departmanlar (disiplinler) tarafından oluşturulmalıdır. Spesifikasyonlar listesinde bir veya birkaç gereksinim eksikse, bir optimizasyon algoritmasının bu gereksinimleri karşılamayan optimum bir tasarım bulacağı bilinmelidir. Bu, kısıt fonksiyonları ve yük durumları için eşit derecede geçerlidir.

### **2.4.4 Analiz modeli detayları**

Görev listesindeki bilgiler, analiz modelinin üretimi için diğer detaylarla birlikte hareket eder. Ayrıca genel olarak analiz modelleri yalnızca tek tasarımlar için araştırılan cevaplamalı olmalıdır. Tasarım alanına müdahale edebilmek için analiz modeli otomatik olarak değiştirilebilir olmalıdır. Bu değişiklik, tasarım değişkenleri ile giriş bölümünde yönlendirilir. Seçim tarafında, objektif ve kısıt fonksiyonlarının dikkate alınması gereken sayısal değerler seçilebilir olmalıdır. Analiz modelinin girdi ve çıktısı değişken göstergeler, parametreler ile ortaya çıkar. Eğer bu mümkün değilse, analiz modeli parametre haline getirilmelidir, yani analiz modeli, parametrelerle yönlendirilebilecek şekilde yapılandırılmalıdır. Ancak bu şekilde evrensel olarak çalışan bir optimizasyon algoritması özel görevlere uygulanabilir.

Analiz modeli genel olarak bir sonlu elemanlar modelinden oluşur. Sonuç olarak, prosedürleri akış hesaplamasına entegre etmek gibi dayanıklılık hesaplamasına veya üretim simülasyonuna yönelik ek programlar entegre edilmelidir. Ayrıca, malzeme davranışı ve yük durumları belirlenmelidir (Hangi yük durumları dikkate alınmalıdır, bu yük durumları nasıl birleştirilmelidir?).

Yazılım üreticileri, bu efektlerin etkileşimini, yapısal mekanik ile tanımlanan farklı etkilerin simülasyonu için (örneğin, akustik ve aeroelastizite) SEA programlarına basit prosedürleri entegre etmiştir. Daha kesin prosedürlere ihtiyaç duyulursa, (örneğin akış hesaplamasında) veya prosedürlerin normalde birleşmemiş olması gerekiyorsa, kullanıcı çok fazla karmaşık olabilecek prosedürleri göz önünde bulundurarak birbirleri ile bağlantı yapmalıdır.

#### **2.4.5 Genel amaç ve kısıt fonksiyonları**

Bir ürünün yerine getirmesi gereken tüm gereksinimler de optimizasyon sürecinde dikkate alınmalıdır. Buna ek olarak şartlar parametreleştirilmeli ve parametrik yapısal tepki ile tezat olmalıdır. "Bileşendeki en yüksek gerilimin 100 N/mm'ye kadar olması" gerekliliği için bütün gerilmeler bileşende değerlendirilmeli ve en yüksek gerilme değeri gerilme sınırıyla karşılaştırılmalıdır. Gereksinim parametreleştirilmesi örneklem için hala çok basittir. En-boy, haptik veya akustik özellikler gibi gereksinimlerle daha zorlaşır. Örneğin "hemen rahatsız edici olmamak" gibi akustik gereklilikler dikkate alınması gerekiyorsa, bu gereklilikler fiziksel boyutlarla tanımlanmalıdır. Subjektif değerlendirmelerin parametrizasyonu bazen tecrübeye bağlıdır, bazen karşılaştırmalarda kullanmak amacı ile saha araştırmaları yapılmalıdır.

En basit durumda bir hedef veya kısıt fonksiyonu simülasyon programının çıktı dosyasındaki belirli bir parametreye doğrudan karşılık gelir. Ancak, bu oldukça nadirdir. Genellikle çıktı ek rutinler ile işlenmelidir.

Yapı için gereken şartları alan integral, bir fonksiyon değeri olarak tanımlanabiliyorsa, bu zorunluluk için optimizasyonda bu fonksiyon değeri de dikkate alınmalıdır. Bu durum, iyi bir optimizasyon çalışması için yararlı bir etkiye sahiptir. Dolayısıyla, alan integrallerine belirli bir önem bulunur. Bu nedenle, aşağıda kısaca tanımlanmaktadır.



Havacılık veya araba üreticileri için ağırlığın anlamı çok büyüktür. Durağan yoğunluklaka bir kütle, bileşenin hacmi olan en kolay alan integrali ile ilişkilendirilir (Denklem 2.5):

$$\tilde{G} = V = \int_{\Omega} d\Omega \quad (2.5)$$

#### 2.4.6 Yerel hata ölçütleri

Mukavemet hipotezleri türündeki başarısızlık ölçütleri, kırılma mekaniği kriterlerinin yanı sıra [10] [11], komponentin yorumlanmasına hala büyük önem verilmektedir. Amaç bunların basitçe uygulanmasıdır. Gerinimin kararlılığı için, çok eksenli gerilme durumu bazı hipotezlerle eşit bir gerilime indirilir ve tek eksenli gerilmeye maruz kalan girişiminden ölçülen malzeme mekanik özellikleri ile karşılaştırılır. Sünek malzemelerle, v. Mises şekil değişken hipotezi [12]:

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} \quad (2.6)$$

ana stres  $\sigma_1, \sigma_2$  ve  $\sigma_3$ , ön plana çıkmıştır. Gevrek malzemelerde normal stres hipotezi  $\sigma_v = \sigma_1$ , en yüksek ana gerilme  $\sigma_1$  ile genel olarak birlikte kullanılır. Bu hipotezler bazen gerçek malzeme davranışından uzak olduğu için bazı hipotezler geliştirilmiştir [13].

Bileşendeki en yüksek eşdeğer stres, formdaki bir fonksiyonla dikkate alınabilir

$$G = \max_{\Omega}(\sigma_v) \quad (2.7)$$

Bu işlevin gerçek kullanımı, optimizasyon işlemi sırasında gerilimin en yüksek noktasında sıçramalara neden olabilir. Böyle bir durumda, optimizasyon işleminin açık bir sonuca neden olmadığı durumlar meydana gelebilir. G fonksiyonu, bileşen hacmi  $\Omega$  [14] üzerinde bir alan integralinde transfer ederken, bu problem aşılabilir:

$$\tilde{G} = \left[ \frac{1}{\Omega} \int_{\Omega} \left( \frac{\sigma_v}{\sigma_0} \right)^n d\Omega \right]^{1/n} \quad (2.8)$$

Kritik gerilme yoğunluk faktörü, vb.'den gelen yük çeşitliliğine göre belirlenebilen  $\sigma_0$  bileşeninde izin verilen stres değeri ile aşılabileceği bilinmektedir.

Optimizasyon fonksiyonunda  $\tilde{G}$  genel değerlendirilir.  $n > 1$ 'lik lokal maksimum gerilmeler daha ağırdır, böylece bir gerilme kısıtlamasının değerlendirilmesi daha iyi garanti edilebilmektedir.

#### 2.4.7 Tutarlılığın uyarlanması

Ortalama uyumluluk, sınır geriliminden veya hacim kuvvetlerinden ve buna karşılık gelen yer değiştirmelerden, ürün üzerinde ayrılmaz olarak kabul edilir. Buradaki vektörlerin açıklaması için Einstein'ın dizin yazım metni ve özet koleksiyonu kullanılmıştır. Belirli sınır gerilmelerine sahip bir bileşen için:

$$t_{(\Gamma_\tau)}^j = (\tau^{ij} n_i)_{\Gamma_\tau} \quad (2.9)$$

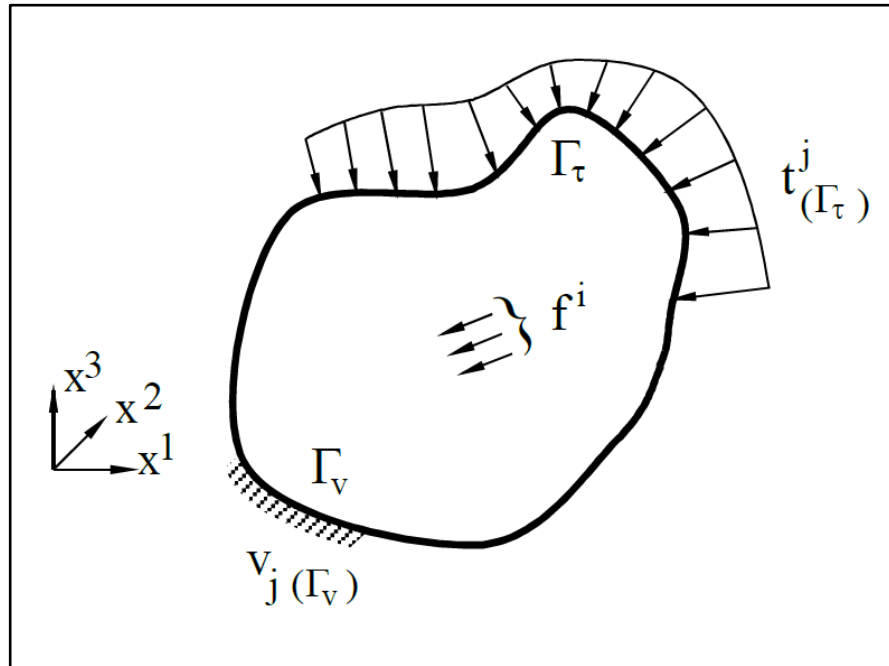
ve sınır yer değiştirmeleri,

$$v_{j(\Gamma_v)} = (v_j)_{\Gamma_v} \quad (2.10)$$

ortalama uygunluk:

$$G = \int_{\Gamma_\tau} v_j t_{(\Gamma_\tau)}^j d\Gamma - \int_{\Gamma_\tau} v_{j(\Gamma_v)} \tau^{ij} n_i d\Gamma + \int_{\Omega} v_i f^i d\Omega \quad (2.11)$$

ve  $f^i$  ler de hacim kuvvetleridir.



Şekil 2.6: Bileşendeki harici kuvvetler.

Ortalama uyumluluk genel potansiyel  $\Pi$  veya tamamlayıcı potansiyel  $\Pi^*$  tarafından tanımlanabilir ve doğrusal elastik malzeme davranışı için geçerlidir [15]:

$$G = -\Pi \quad \text{ile} \quad \Pi = \int_{\Omega} \bar{U} d\Omega - \int_{\Omega} v_i f^i d\Omega - \int_{\Gamma_{\tau}} v_j t_{(\Gamma_{\tau})}^j d\Gamma \quad (2.12)$$

ya da

$$G = \Pi^* \quad \text{ile} \quad \Pi^* = \int_{\Omega} \bar{U}^* d\Omega - \int_{\Omega} v_i f^i d\Omega - \int_{\Gamma_{\tau}} v_j \tau_{(\Gamma_{\tau})}^{ij} n_i d\Gamma \quad (2.13)$$

ve

$$\bar{U} = \frac{1}{2} C^{ijkl} \gamma_{ij} \gamma_{kl} \quad (2.14)$$

ve

$$\bar{U}^* = \frac{1}{2} D_{ijkl} \tau^{ij} \tau^{kl} \quad (2.15)$$

özel gerinme enerjisi ve spesifik tamamlayıcı enerjidir. Dolayısıyla, ortalama uyumun en aza indirgenmesi, tüm potansiyelin yükselmesi veya bütün tamamlayıcı potansiyelin azalması anlamına gelir.

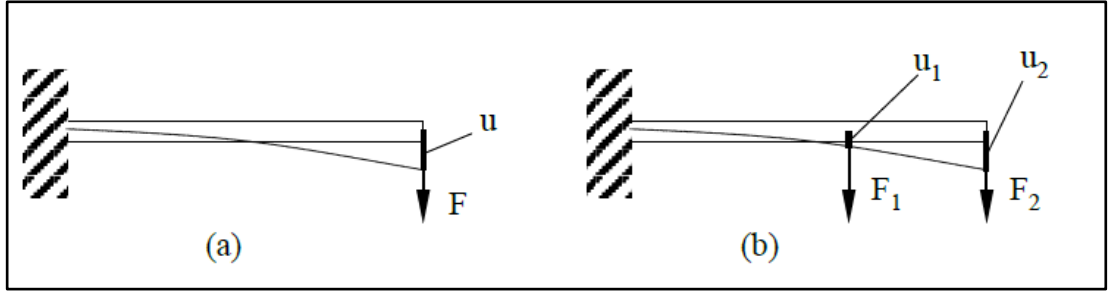
Bileşende hiçbir hacim kuvveti görünmüyorsa ve verilen hareketler  $\Gamma$  v eşit derecede sıfır ise, herhangi bir sorun, tamamlayıcı enerjinin minimize edilmesine ilişkin uygunluğun en aza indirgenmesine yol açabilir. 2.12 ve 2.13 denklemlerinde olduğu gibi, uygunluğun göz önüne alınması, bileşende gerilim durumunun göz önüne alınmasına da karşılık gelir.

Tek yük noktasına sahip bir bileşen için, bu noktanın yerel hareketi dikkate alındığında yük yönündedir ve tüm yapının deformasyonunu veya tamamlayıcı enerjisini dikkate alır (Şekil 2.7-a):

$$G = Fu = \Pi^* = \int_{\Omega} \bar{U}^* d\Omega \quad (2.16)$$

İki kuvvet durumunda ilişki aşağıdaki gibidir (Şekil 2.7-b):

$$G = F_1 u_1 + F_2 u_2 = \Pi^* = \int_{\Omega} \bar{U}^* d\Omega \quad (2.17)$$



Şekil 2.7: Yükleme durumları ve yüklere eşlik eden hareketler.

## 2.5 Matematiksel Arka Plan

### 2.5.1 Optimumun tanımı

Matematiksel optimizasyonun temel kavramları bir örnekle açıklanabilir. Aşağıdaki görevleri yapmak için: üstten açık bir kutu (Şekil 2.8) kare tabanlı metalden üretilmelidir. Buradaki soru, tabanın (a) yüksekliği (h) ve yan uzunluğu nasıl hesaplanacaktır, böylece kap metal hacmi  $2 \text{ m}^2$  olan maksimum bir hacme sahip olacak mıdır? İşlem kavramı, gerçel fonksiyonu minimize ya da maksimize etmek amacı ile gerçel ya da tamsayı değerlerini tanımlı bir aralıkta seçip fonksiyona yerleştirerek sistematik olarak problemi inceleyerek ya da çözerek işlemi sonuca ulaştıracaktır.

Hacim ve konteynır yüzeyi hesaplanırken:

$$V = a^2 h \quad (2.18)$$

ve

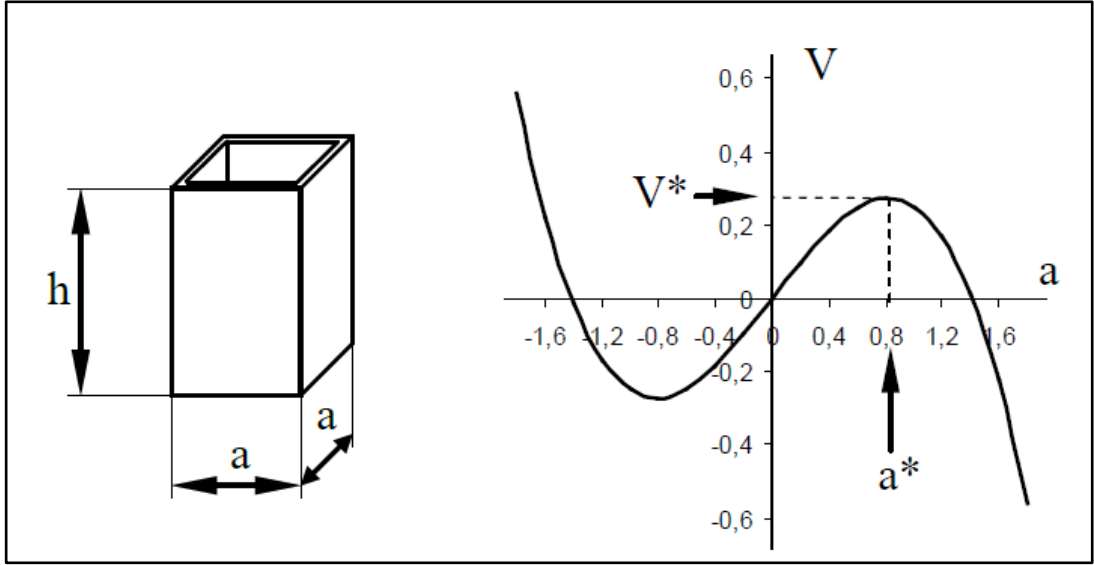
$$A = a^2 + 4ah \leftrightarrow h = \frac{A-a^2}{4a} \quad (2.19)$$

bu nedenle

$$V = \frac{a(A - a^2)}{4} \quad (2.20)$$

İlk optimizasyon görevi  $x = a$ 'dır (tasarım değişkenleri  $x$  ile isimlendirilir):

$$\text{maksimum} \quad V(x) = \frac{x(A-x^2)}{4} \quad (2.21)$$



**Şekil 2.8:** Belli bir kap yüzeyine sahip kare tabanın (a) yan uzunluğuna bağlı olarak açık bir kabın V hacmi.

Üstelik, iki durum üzerindeki fonksiyonu türetebiliriz. İlk türetme sifıra eşit (zorunlu koşullar) ve ikincil türetme ile minimum veya maksimum (yeterlilik koşulları) olup olmadığı kontrol edilir:

$$\frac{dV}{dx} = \frac{A - 3x^2}{4} = 0 \quad (2.22)$$

bu nedenle

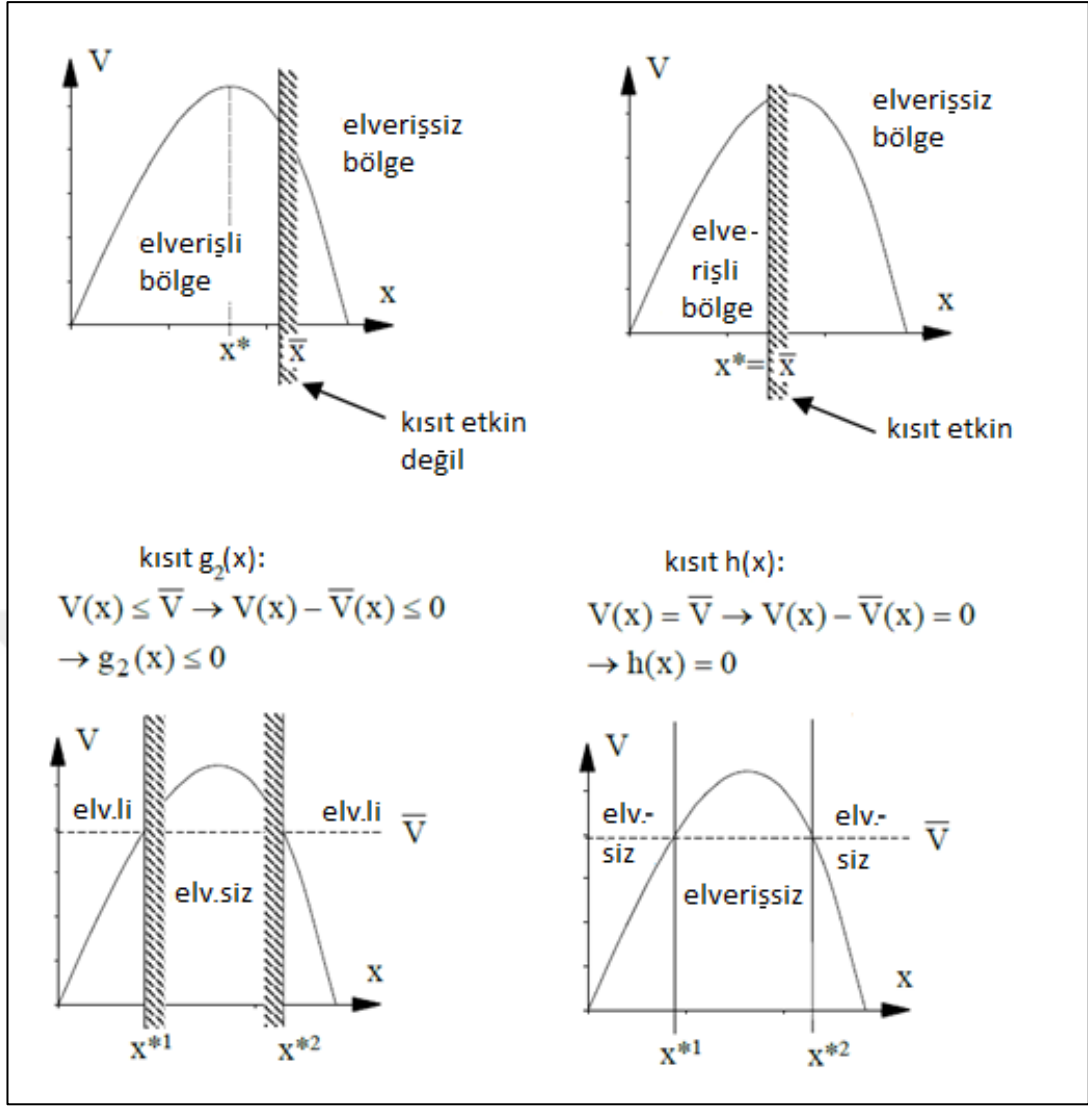
$$x_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{A}{3}} \quad (2.23)$$

$$\frac{d^2V}{dx^2} = -\frac{3}{2}x \quad (2.24)$$

Şimdi ise negatif yan uzunlukların ortaya çıkmayacağı şekilde tanımlamak hala esas olarak görülebilir. Bununla birlikte, V'ye en yüksek  $x^*=a^*=0.8165$  m ve  $h^*=0.4082$  m ( $V^*=0,272$  m<sup>3</sup>) ile ulaşılır. Optimum noktalar daima bir yıldızla işaretlenir.

Kısıtlamalar hala sıklıkla göz önüne alınmaktadır. Şekil 2.9, çeşitli kısıtlamaların optimizasyon görevinin dikkate alınması gerektiğini göstermektedir. Kısıtlama:

$$g_1(x): x \leq \bar{x} \rightarrow x - \bar{x} \leq 0 \rightarrow g_1(x) \leq 0 \quad (2.25)$$



**Şekil 2.9:** Farklı kısıtlamaların göz önüne alınması.

Eşitsizlik kısıtı  $g_1(x)$ , çözülebilir alanı uygun bir alana ve gerçekleştirilemeyen bir alana böler. Şekil 2.9 sol görüntüde, kısıtın optimum üzerinde herhangi bir etkisi yoktur; Şekil 2.9 sağ tarafta ise kısıtlama etkindir, yani optimum kısıtları sınır koşullarında yatmaktadır. Bu noktada, türev artık sifıra eşit değildir. Bir sınırlamada bir optimumun varlığının kanıtı için, genişletilmiş koşullar vardır.

Eşitsizlik kısıtı  $g_2(x)$ , hedef fonksiyonu sınırları ve optimum olan iki uygulanabilir alanı oluşturur. Bu optimum kısıtları sınır koşullarınada bulunur. Eşitlik kısıtı  $h(x)$ , yalnızca optimum olan iki değeri de onaylar. Farklı kısıtlamaların aynı anda dikkate alınması gerekiyorsa, diğer durumlar da verilir. Ayrıca bir sorunun aşırı derecede kısıt tanımlaması yapıldıysa, hiçbir çözüm bulunmaması beklenmektedir.

### 2.5.2 Optimizasyon problemi formülasyonu

Genel olarak, optimizasyon görevi, tasarım değişkeninin vektörüne bağlı olarak objektif fonksiyonun minimize edilmesinden oluşur,

$$\min f(x) \quad \text{hedef fonksiyonu (amaç fonksiyonu)} \quad (2.26)$$

ayrıca, aşağıdaki kısıtlamaları saklamak için:

$$g_j(x) \leq 0 \quad j = 1, m_g \text{ eşitsizlik ilişkileri} \quad (2.27)$$

$$h_k(x) = 0 \quad k = 1, m_h \text{ eşitlik ilişkileri} \quad (2.28)$$

$$x_i^1 \leq x_i \leq x_i^u \quad i = 1, n \text{ yan ilişkiler, üst ve alt sınırlar} \quad (2.29)$$

“Min  $f(x) = \min -f(x)$ ” maksimizasyon görevlerinde, problemi tekrar tekrar biçimlendirmek kolay olduğu için "min  $f(x)$ " tanımını pratikte bir problem değildir. Eşitsizlik ve eşitlik ilişkileri için de aynısı geçerlidir ve bu kısıtlamalar her zaman yukarıda açıklanan biçimde tanımlanmalıdır. Tüm kısıt formülasyonları bu formlarda dönüştürülebilir.

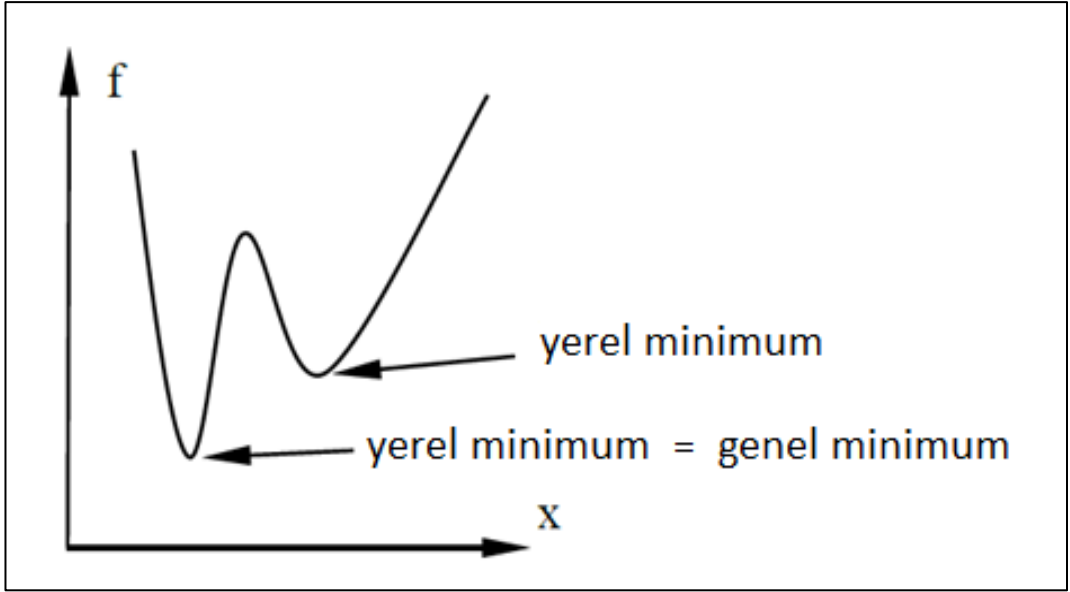
Kapalı formda optimizasyon görevi şu şekilde ifade edilebilir:

$$f^*(x^*) = \min \{f(x) \mid x \in X\} \text{ ile } X = \{x \in \mathfrak{R}^n \mid g(x) \leq 0, h(x) = 0\} \quad (2.30)$$

eşitlik kısıtı vektörü  $h(x)$  ve eşitsizlik kısıtlama vektörü  $g(x)$  için, gerçek sayıların  $n$ -boyutlu miktarı  $\mathfrak{R}^n$ , uygulanabilir tasarım alanı  $X$ 'dir.

### 2.5.3 Yerel ve genel minimum - dışbükeylik

Önemli amaç ve kısıt fonksiyonlarının durumuna bağlı olarak, matematiksel optimizasyon algoritması, optimumun bulunması için genelde iyi imkânlara sahiptir. Örneğin işlevler yoğun olarak doğrusal değilse, algoritmaların optimuma erişmesi daha uzun sürecektir. En iyi iyileştirme algoritmaları için, işlevlerin başka bir davranışı daha sorunludur: genellikle, işlevlerin birkaç yerel minimumu vardır ancak yalnızca bir tane genel veya belirli minimum olabilir (Şekil 2.10).



**Şekil 2.10:** Birkaç yerel minimuma sahip fonksiyon.

Gerçek optimizasyon görevlerinde fonksiyonlar sadece tek bir yerde bilinir, verilen tüm çalışma hakkında bir açıklama bulunmuyor ise, bir sorunun dışbükey olan veya dışbükey olmayan olduğunu açıklamak mümkün değildir. Bu nedenle genel optimum güvenle bulunamamaktadır. Böylece optimizasyonu farklı başlangıç noktalarında başlatmak yararlı olur [16]. Bu, küresel optimumu bulma imkânını artırır, ancak garantisi yoktur.

#### 2.5.4 Yerel bir minimumun varoluş koşulları

$x^*$  noktasında bir yerel minimumun geçimi için, tasarım değişkenlerini dikkate alarak amaç fonksiyonunun kısmi türetilmesi yardımıyla aşağıdaki temel şart belirtilebilir:

$$\begin{pmatrix} \frac{df}{dx_1} \\ \frac{df}{dx_2} \\ \vdots \\ \frac{df}{dx_n} \end{pmatrix}_{x^*} = 0 \quad (2.31)$$

Bir yeterlilik durumu, ikinci türevlerden bir araya getirilen HESSE matrisinin yardımı ile gösterilebilir. Olumlu kesin olmalıdır, yani bir sonraki denklemin tüm özdeğerleri  $\psi$  pozitif olmalıdır:



$$\det \left[ \begin{pmatrix} \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 x_2} & \cdots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 x_n} \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} & \cdots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_n x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n x_2} & \cdots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n^2} \end{pmatrix}_{x^*} - \Psi \begin{pmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \end{pmatrix} \right] = 0 \quad (2.32)$$

İki tasarım değişkeniyle bu kriterler,  $x^*$  noktasında hedef fonksiyonunun teğetsel düzleminin tabanla paralel olduğu ve her iki yönde de pozitif eğilme olduğu anlamına gelir. Örneğin, işlevin minimizasyonu

$$f(x_1, x_2) = x_1^2 + x_2^2 - (x_1 + x_2) \quad (2.33)$$

Gerekli şartın yardımı ile belirlenebilir.  $x_1$  ve  $x_2$  için optimum değerler:

$$\frac{\partial f}{\partial x_1} = 2x_1 - 1 = 0 \quad (2.34)$$

ve

$$\frac{\partial f}{\partial x_2} = 2x_2 - 1 = 0 \quad (2.35)$$

$x_1^* = 0,5$  ve  $x_2^* = 0,5$ .

Bu da  $f^* = -0.5$  değerinden fonksiyonel bir değere karşılık gelir. Daha sonra, yeterlilik koşulları olarak eşitlik 2.36'nın özdeğerleri  $\psi$  sıfırdan büyük olmalıdır:

$$\det \left[ \begin{pmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 2 \end{pmatrix} - \Psi \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \right] = 0 \rightarrow \det \left[ \begin{pmatrix} 2 - \Psi & 0 \\ 0 & 2 - \Psi \end{pmatrix} \right] = 0 \quad (2.36)$$

$$\rightarrow (2 - \Psi)^2 = 0 \rightarrow \Psi_{1,2} = +2$$

### 2.5.5 Sınırlı optimizasyon görevlerinin lagrange fonksiyonuyla işlenmesi

Sınırlı bir optimizasyon görevi, LAGRANGE işlevinin yardımıyla, görevin bir denklemlerle açıklanacağı şekilde yeniden formüle edilebilir:

$$L(x, \lambda) = f(x) + \sum_{j=1}^{m_g} \lambda_j (g_j(x) + \mu_j^2) + \sum_{k=1}^{m_h} \lambda_k h_k(x) \quad (2.37)$$

LAGRANGE çarpanları  $\lambda_j$  ve  $\lambda_k$ ,  $g_j(x)$  ve  $h_k(x)$  kısıtlamalarının LAGRANGE fonksiyonunun minimumu üzerindeki etkisini tanımlar. Etkin olmayan kısıtlamalar için, LAGRANGE çarpanları sıfıra eşittir.  $\lambda_j \geq 0$  koşulu ve ilgili sınırların

mesafesini tanımlayan gevşek değişken  $\mu_j^2$ 'nin getirilmesi ile eşitsizlik kısıtlamaları eşitlik kısıtlamaları gibi ele alınabilir. Tasarım değişkenlerinden sonra LAGRANGE fonksiyonunun türevleri, LAGRANGE çarpanları ve bolluk değişkenleri, bir optimumun varlığı koşullarını getirir:

$$\left. \frac{\partial L(x, \lambda)}{\partial x_i} \right|_{x^*} = \left. \frac{\partial f(x)}{\partial x_i} \right|_{x^*} + \sum_{j=1}^{m_g} \lambda_j \left. \frac{\partial g_j(x)}{\partial x_i} \right|_{x^*} + \sum_{k=1}^{m_h} \lambda_k \left. \frac{\partial h_k(x)}{\partial x_i} \right|_{x^*} = 0 \quad (2.38)$$

i = 1 için, n

$$\left. \frac{\partial L(x, \lambda)}{\partial \lambda_j} \right|_{x^*} = g_j(x) + \mu_j^2 = 0 \quad j = 1 \text{ için, } m_g \quad (2.39)$$

$$\left. \frac{\partial L(x, \lambda)}{\partial \lambda_k} \right|_{x^*} = h_k(x) = 0 \quad j = 1 \text{ için, } m_h \quad (2.40)$$

$$\left. \frac{\partial L(x, \lambda)}{\partial \mu_j} \right|_{x^*} = 2\lambda_j \mu_j = 0 \quad j = 1 \text{ için, } m_g \quad (2.41)$$

KUHN TUCKER denilen şartlar [17], yerel minimumların varlığı için gerekli şartlardır. Denklem 2.39 ve 2.40'da bu kısıtlamalar bulunur. Denklem 2.41 ile ya LAGRANGE çarpanı ya da boşluk değişkeninin sıfıra eşit olduğu garanti edilir. Bununla birlikte, kısıt optimizasyon görevinin uygulanması mümkündür.

Çoğu optimizasyon algoritmasında, KUHN TUCKER koşulları, çözümleri bulmak için değil, önceden bulunan çözümleri kontrol etmek için kullanılır. Bu nedenle, tasarım değişkeninin sınırlarını KUHN TUCKER koşulları [18, 19, 20] dikkate alınarak kurmamak normaldir.

## 2.6 Arayüzün Matematiksel Arka Planı

Bu bölümde, halihazırda mekanik yapıların optimizasyonu üzerine odaklanmış iyi seçilmiş optimizasyon prosedürleri tanımlanmaktadır. Optimizasyon prosedürleri konsepti, sürenin sona ermesi ile en uyguna yakınsamalı yaklaşım (optimizasyon algoritması) mantığı ile:

1. İlk tasarımın tanımı  $x^{(k)}$  ile  $k = 0$ ,
2. Tasarımın belirli bir ölçüye göre değiştirilmesi,

$$x^{(k+1)} = x^{(k)} + \Delta x^{(k)} \quad (2.42)$$

3. “Dur” kriterleri (örneğin, KUHN-TUCKER koşulları) incelenirse, yerine getirilmezse, 2 numara ziyaret edilmelidir:

$$x^* = x^{(k+1)} \quad (2.43)$$

4. Optimum çözümler aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$x^* = x^{(k+1)} \quad (2.44)$$

Sunulan optimizasyon algoritmaları ve optimizasyon yaklaşımları, çeşitli yazılım programları arasında bir seçimdir. Optimizasyon problemleri, kısıt problemleri ve sınırsız problemler olarak kategorize edilebilir. Genellikle, kısıtsız optimizasyon problemlerinin yönetimi daha kolaydır. Birçok algoritmanın önemli bir bileşeni yardım ve kısıt fonksiyonlarının yakınlştırılmasıdır. Yaklaşım yöntemleri ve yaklaşım temelli optimizasyon algoritmaları tanımlanır ve daha sonra diğer, örneğin stokastik süreçler tanıtılır. Optimum tasarımın kural tabanlı araştırması çok verimli olabilir. Bununla birlikte, ilgili optimizasyon algoritmaları çoktan belirlenmiştir.

## 2.7 Optimizasyon Modeli

Analiz paketinden bir değişkenin her değiştirilişinde yanıtları kullanmasını istemek, bilgisayar zamanı açısından çok pahalı olabilir. HyperWorks OptiStruct arabirimi farklı bir yaklaşım benimser: optimizasyonu gerçekleştiren yaklaşık bir model oluşturur ve çalışmalarının çoğunu bu yaklaşık modelde yapar, analiz yazılımına yalnızca gerektiğinde döner. Bu, optimizasyonu (eniyileme) daha hızlı yapar.

Ayrıca bir ipucu daha bulunur. Analiz modeli, ürünün fiziksel davranışının yaklaşık bir şeklidir. Optimizasyon modeli de bir yaklaşım olduğundan, optimize edici tarafından değerlendirilen yanıtların çok kesin olması pek olası değildir. Fiziksel üründen iki kez çıkarılırlar. Bu, tasarımcıların her optimize edilmiş tasarımın son teklifini bir doğrulama analizine tabi tutmaları gerektiği anlamına gelir.

## 2.8 SEA Sonuçlarını Anlamak

Analiz sonrasında elde edilen sonuçlar yorumlanacak ve analiz detaylı olarak değerlendirilecektir.

### 2.8.1 Yer değiştirme

Deplasman sonuçları hem doğrusal statik hem de normal mod analizleri için oluşturulmuştur.

Uygulanan yükler için yapının deformasyonunu bulmak amacı ile genel analiz için deplasmanları kontrol etmek önemlidir. Statik analiz için, dikkate alınan her yük durumu için aşağıdakileri kontrol etmek önemlidir:

- Doğru Büyüklük Sırası: Doğru büyüklüğün yer değiştirmeleri nedir? 100 mm uzunluğunda bir bileşen 1000 mm'lik bir yer değiştirmeye sahipse, yanlış yük büyüklükleri veya uygun olmayan destekler belirtilecektir. Yanlış malzeme özelliklerini de gösterebilir.
- Deformasyonun Şekli: Modeli her yük için canlandırarak yapının mantıklı bir şekilde davrandığından emin olunabilir. Olağandışı davranış, genellikle yanlış uygulanan yüklerin ve / veya desteklerin çıktısı olarak elde edilir.

### 2.8.2 Güvenlik faktörü

Emniyet faktörü, her bir parçadaki gerilim üzerinde değerlendirilerek ve spesifik kısım için verim gerilimiyle (malzeme özelliklerinde de açıklandığı gibi) karşılaştırılarak hesaplanır.

Güvenlik faktörü (Factor of Safety /F.S) = akma gerilimi / hesaplanan gerilim  
F.S. < 1.0 (ya da 1.0'e yakın) durumunda muhtemelen arıza bölgeleri belirtmek amacı ile KIRMIZI olarak gösterilecektir.

F.S. büyüdükçe. Bir bölümün başarısız olma olasılığı düşüktür. Doğru F.S. doğru yükleme ve doğru malzeme ve analiz modellerine bağlıdır. Bütün uygulamalar için uygun kesin emniyet faktörü yoktur.

### 2.8.3 Akma yüzdesi

Verim yüzdesi temel olarak yüzde olarak belirtilen emniyet faktörünün tersidir.

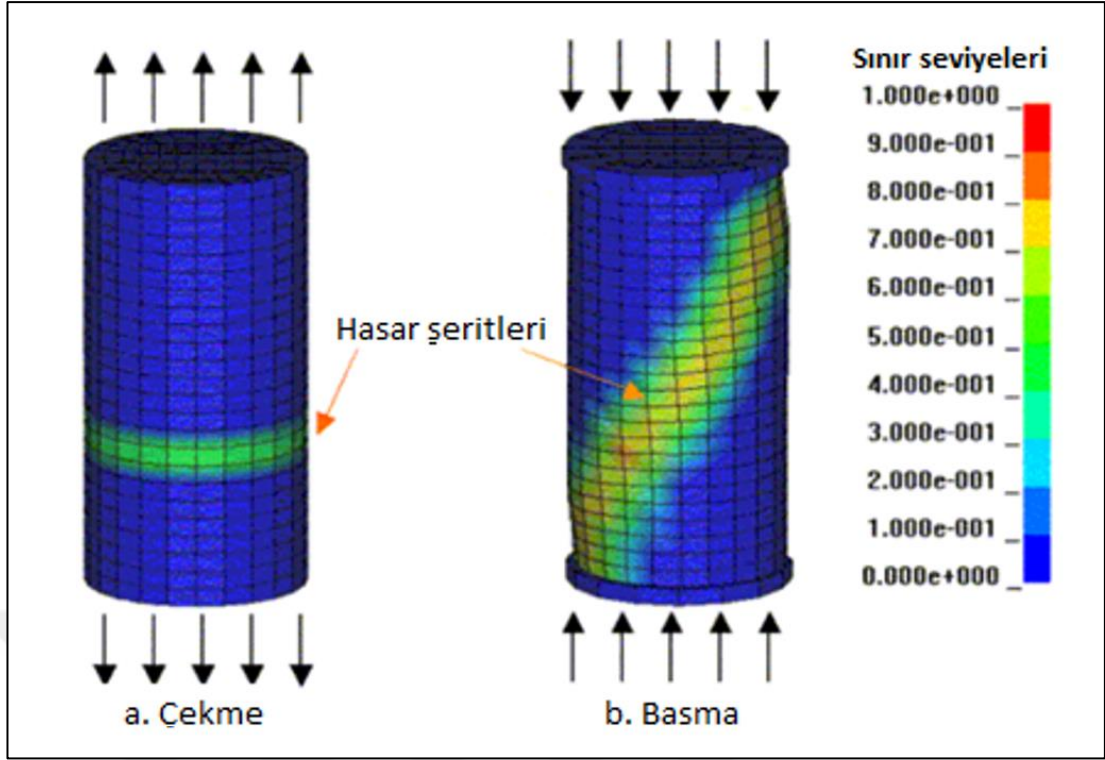
$$\text{Akma yüzdesi} = (\text{hesaplanan gerilim} / \text{akma gerilimi}) \times 100$$

Akma detayları malzeme özelliklerinden elde edilir.

% Akma > %100 (ya da %100'e yakın) muhtemel arıza bölgelerini belirtir şekilde KIRMIZI olarak gösterecektir. Akma yüzdesi ne kadar düşükse, diğer yandan bir kısmının başarısız olma ihtimali o kadar az olur.

### 2.8.4 Çekme ve basma

Modelin hangi alanlarda gergin olduğu ve hangi alanlarda sıkıştırılmış olduğunu kullanıcıya gösterir. Bu sonuçlar von Mises Stress sonuçlarından elde edilmiştir (Şekil 2.11).



Şekil 2.11: Sonuçları ile birlikte çekme ve basma modelleri [21].

### 2.8.5 En yüksek kayma gerilmesi

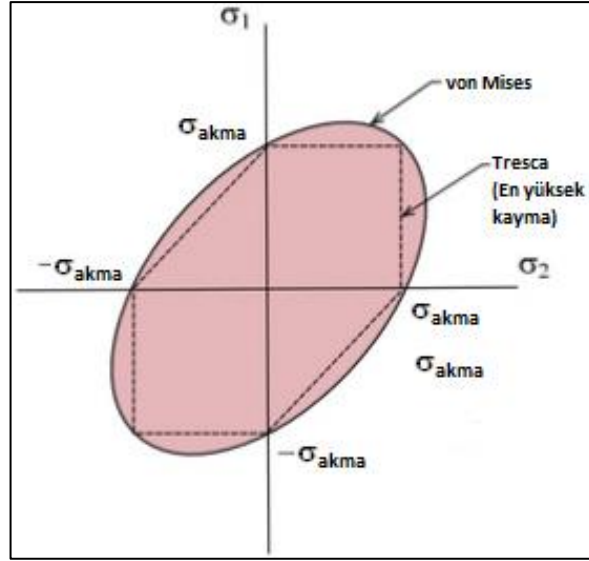
Kesitteki kayma gerilmesi ile kullanıcı hatasını gösterir. Kuvvet, direnç alanına paralel olarak kesme gerilmesine neden olur. Hareket ettikleri alana dik olan kuvvetlerden kaynaklanan gerilme ve basınç gerilmelerine göre farklılık gösterir. Kayma gerilmesi, teğetsel gerilme olarak da bilinir [22].

### 2.8.6 von Mises hata kriteri

von Mises hata kriteri genellikle sünek malzemelerin yapısal performansını hesaplamak için kullanılır. von Mises gerilimi akma gerilimine ulaştığı zaman, pek çok örnekte başarısızlık olarak kabul edildiği gibi, malzemenin akmaya başladığı söylenir.

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)]} \quad (2.45)$$

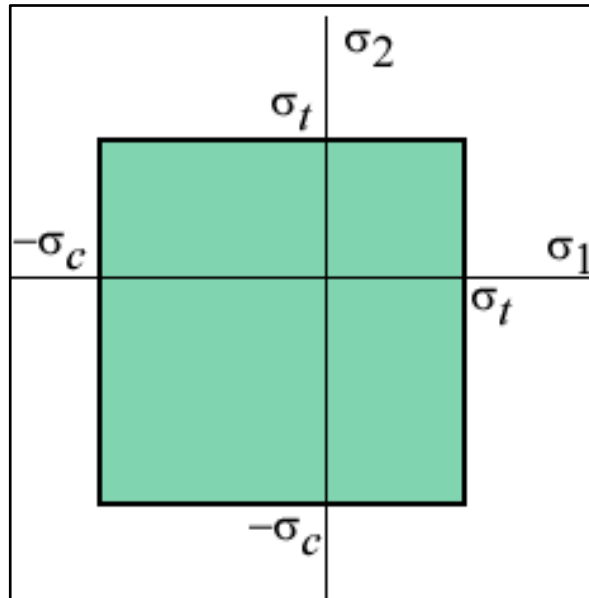
Denklem, 2D durumda, temsil edilen elips ile ifade edilebilir (Şekil 2.12).



Şekil 2.12: von Mises hata kriteri sınırları.

### 2.8.7 Başlıca asal gerilmeler

Normal stres, Coulomb veya Rankine kriterleri olarak da adlandırılan başlıca asal gerilmeler, genellikle kırılma malzemelerin başarısızlığını öngörmek için kullanılır. Başlıca asal gerilmeler, başarısızlığın maksimum (normal) ana gerilme tek eksenli gerilim kuvveti  $s_t$ 'ye veya tek eksenli sıkıştırma kuvveti  $s_c$ 'ye eriştiğinde meydana geldiğini gösterir. von Mises kriteriyle karşılaştırıldığında, başlıca asal gerilme kriteri, sünek malzemelere uygulandığında, koruyucu olmayan bir yaklaşım olarak görülebilmektedir (Şekil 2.13).



Şekil 2.13: Asal gerilme sınırları.

### 2.8.8 Doğal frekanslar

Modal analiz için, doğal frekansların rasyonel olup olmadığını kontrol etmek önemlidir. Her normal mod için doğal frekanslar, sonuç türünün altında görüntülenir. Serbest bir titreşim analizi (desteksiz) için modelin tüm parçaları harekete geçirilecek ve uyumlu olacak - hiçbir parça diğer parçalardan ayrı olarak hareket etmeyecek. Destekler kullanılırsa o zaman bu alanlar kısıtlamalarına göre (sabit, vb.) hareket etmelidir.



### **3. KOLTUK TASARIMI**

Emniyet, konfor ve son kullanıcı istekleri gibi birçok faktör, ticari araç sürücü koltuğunun tasarım aşamasını etkilemektedir. Müşterinin konforu ve ek talepleri yanında yasal zorunluluklar da kesinlikle yerine getirilmelidir. Güvenlik söz konusu olduğunda aracın büyüklüğüne ve çeşidine göre yasal zorunluluklar belirlenmektedir. Koltuk tipleri karşılaştırıldığında, içerisinde bulunduğu araç ağırlaştıkça test yükleri daha hafifleşir; ancak tam aksine son kullanıcı konforu talebi ve ilave özellik talepleri de artar. Bu nedenle, her koltuk tipi için tüm çalışmalar o optimum noktaya ulaşmayı amaçlar.

#### **3.1 Araçların Tanımı**

"Güç tahrikli araç", raylı sistem taşıtları ve basit tahrikle çalışan ufak motorsikletlerin dışında kaldığı, kendiliğinden çalışan motor ile hareket ettirilen kara taşıtı anlamına gelmektedir.

"Motorlu taşıt", kişilerin veya eşyaların karayolu ile taşınması için kullanılan araçlarda güce dayalı taşıt anlamına gelir. Bu terim, trolleybüs (raysız tramway), yani, demiryolunda normal karayolunda bir elektrik iletkenine bağlı hareket eden araçları da kapsamaktadır. Yalnızca insanlara veya eşyaları karayoluyla taşımaya yarayan ya da tarım yapılmasına olanak sağlayan traktörler, bu tanımın dışındadır.

##### **3.1.1 Yolcular için güç tahrikli araçların sınıflandırılması**

M Kategorisi- En az dört tekerlekli ve yolcuların taşınması için kullanılan güç tahriği ile çalışan araçlar (Çizelge 3.1).

"M1 Sınıfı": Sürücü koltuğuna ek olarak en fazla sekiz kişilik oturma yeri olan motorlu araçları kapsar.

"M2 Sınıfı": Sürücü koltuğuna ek olarak 8'den fazla oturma yeri olan ve en yüksek kütlesi 5 Ton'u aşmayan motorlu araçları kapsar.



"M3 Sınıfı": Sürücü koltuğuna ek olarak 8'den fazla oturma yeri olan ve en yüksek kütlesi 5 Ton'un üzerindeki motorlu araçları kapsar.

**Çizelge 3.1:** M-Sınıfı araçların kategorize edilmesi.

<i>Yolcu taşınması</i>	$\leq 8$ <i>koltuk</i>	$8$ <i>koltuk</i> <
$\leq 5$ <i>ton</i>	M1	M2
$5$ <i>ton</i> <		M3

M2 ve M3 sınıfına ait araçlar için:

Sürücüye ek olarak 22 yolcu kapasitesine sahip araçlar için üç sınıf araç vardır:

"Sınıf I" : Yoğun yolcu hareketine izin verebilmesi ve yolcuların ayakta durabilmesi için alanlar içeren araçlar.

"Sınıf II" : Esas olarak oturmuş yolcuların taşınması için tasarlanan ve koridorda ve/veya boşlukta duran yolcuların olduğu, iki kişilik ikili koltuklar için verilen alanı aşmayan bir alanda taşınmasına izin verildiği araçlar.

"Sınıf III" : Yalnızca oturan yolcuların taşınması için tasarlanmış araçlar.

Bir taşıt birden fazla sınıfa dahil olarak kabul edilebilir. Böyle bir durumda, kendisine karşılık gelen her sınıf için onay alabilmektedir.

Sürücüye ek olarak 22 yolcu kapasitesini aşmayan araçlarda iki tip araç sınıfı vardır:

"A Sınıfı" : Yolcuların ayakta durması için tasarlanmış araçlardır. Bu sınıftan bir aracın koltukları ve ayakta olan yolcular için gerekli önlemleri bulunur.

"B Sınıfı" : Yolcuların ayakta durmaması için tasarlanmış araçlardır. Bu sınıftan bir aracın ayakta duran yolcular için herhangi bir ekipmanı bulunmamaktadır.

"Eklemeli (belden kırmalı) otobüsler", birbirine göre eklemeli iki veya daha fazla rijit bölümden oluşan bir araç tipidir. Her bölüm kendi arasında yolcuların özgürce hareket edebileceği geçişler içerir. Bu rijit bölümler, yalnızca teknik tesislerde bulunan atölyede yapılacak bir operasyon ile ayrılabilmesi için kalıcı olarak bağlıdır.

İki veya daha fazla ayrılabilir olmayan bölüm içeren belden kırmalı otobüsler, tek araç olarak kabul edilecektir.

Yarı römorka (yarı römork için traktöre) bağlanmak üzere tasarlanan bir çekme aracı durumunda, taşıtın sınıflandırılması için dikkate alınması gereken kütle, traktör taşıtının hareket içindeki kütlesi olup, bu kütle, yarı römorkla traktöre aktarılan maksimum statik düşey yük ve mümkün olan hallerde traktör aracının kendi yükünün maksimum kütlesidir.

"Hareket sırasındaki bir araç kütlesi", aracın içinde bir mürettebat oturacak yer varsa, karoseri bulunan yüksüz bir aracın kütlesi ve çekici bir araç durumunda bağlama tertibatı veya üreticinin karoseriye uymaması durumunda, otobüsler ve koç otobüsler için mürettebat kütlesi (75 kg) hariç soğutma sıvısı, yağlar, yakıtın %90'ı, diğer sıvıların %100'ü dahil olmak üzere şoförlü şasinin kütlesi anlamına gelir.

### 3.1.2 Yük taşımaya yönelik güç tahrikli araçların sınıflandırılması

N Kategorisi - En az dört tekerlekli ve yük taşınması için kullanılan motor tahrikli araçlardır (Çizelge 3.2):

"N1 Kategorisi": Yük taşınması için kullanılan ve azami ağırlığı 3.5 Ton'u aşmayan taşıtlar.

"N2 Kategorisi": Yük taşınması için kullanılan ve azami ağırlığı 3.5 Ton'u aşan, ancak 12 Ton'u aşmayan araçlardır.

"N3 Kategorisi": Yük taşınması için kullanılan ve azami ağırlığı 12 Ton'u aşan araçlardır.

**Çizelge 3.2:** N-Sınıfı araçların kategorize edilmesi [23].

Yük taşınması	Kategori
$\leq 3.5$ Ton	N1
$3.5 \text{ Ton} < \leq 12$ Ton	N2
$12 \text{ Ton} <$	N3

Çizelgede de görüleceği üzere bu sınıftaki tüm araçların ana görevi yük taşımaktır. Günümüz şartlarında kullanılan yük araçları uzun süren taşımacılık faaliyetlerinde kullanıldığı için, bu araçlarda kullanılan sürücü ve yolcu koltukları da bu duruma

uygun tasarlanmak durumundadır. AEK bu konuyu göz önünde bulundurarak çeşitli düzenlemeler oluşturmuştur.

### **3.2 Motorlu Taşıtlardaki Oturma Pozisyonları İçin H-Noktası Ve Torso Açısının Belirlenmesi**

#### **3.2.1 Amaç**

Bu prosedür, bir motorlu taşıtta, bir veya birkaç oturma pozisyonu için "H" noktasının konumunu ve torso açısını (gerçek gövde açısı) oluşturmak, ölçülen verilerin araç üreticisi tarafından verilen tasarım spesifikasyonu ile ilişkisini doğrulamak için kullanılır.

#### **3.2.2 Tanımlar**

"Referans veriler", oturma pozisyonunun aşağıdaki özelliklerinden bir veya birkaçı anlamına gelir:

"H" noktası, "R" noktası ve bunların ilişkileri; gerçek torso (gövde) açısı, tasarım torso açısı ve bunların ilişkileri.

"[Üç boyutlu] H-nokta makinesi" (3-B "H" nokta makinesi), "H" noktalarının ve gerçek torso açılarının belirlenmesi için kullanılan cihaz anlamına gelir.

"H" noktası, prosedüre uygun olarak araç koltuğuna monte edilen 3 boyutlu H makinesi gövdesinin ve kalçasının dönme merkezi anlamına gelir. "H" noktası, aygıtın orta çizgisinin ortasında, 3 boyutlu H makinesinin her iki yanındaki 'H' noktalı işaret düğmeleri arasında bulunur. "H" noktası teorik olarak "R" noktasına karşılık gelir. Tarif edilen prosedüre uygun olarak belirlendiğinde, "H" noktası, koltuk minderi yapısı ile bağlantılı olarak ve koltuk ayarlandığında hareketli olarak kabul edilmektedir.

"R" noktası veya "oturma referans noktası", her oturma konumu için araç üreticisi tarafından tanımlanan ve üç boyutlu referans sisteme göre kurulmuş bir tasarım noktası anlamına gelir.

"Torso (gövde) çizgisi", tamamen arkaya gelecek şekilde dayanmış 3 boyutlu H makinesinin merkez hattını ifade eder.

"Gerçek torso (gövde) açısı", 3 boyutlu H makinesinde arka açı çeyreği kullanılarak "H" noktasından dikey çizgi ve gövde çizgisi arasında ölçülen açı anlamına gelir. Gerçek torso açısı teorik olarak tasarım torso açısına karşılık gelir.

"Tasarım torso açısı", araç üreticisi tarafından belirlenen, koltuk sırtının tasarım konumuna karşılık gelen bir konumda, "R" noktası ve gövde hattı boyunca dikey bir çizgi arasındaki açı ölçümlerini ifade eder;

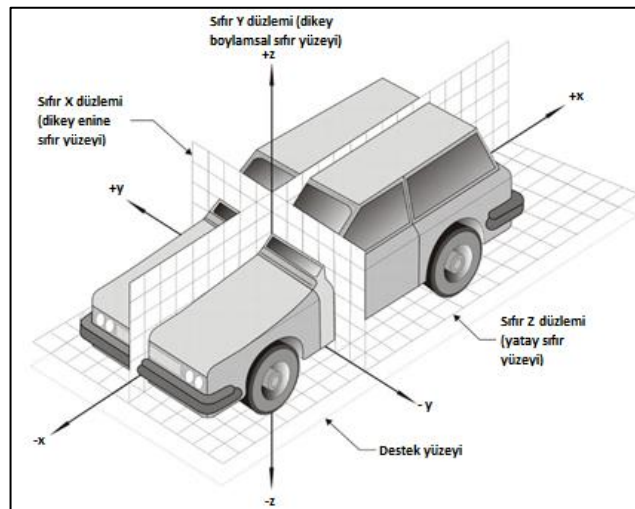
"Yolcu merkez düzlemi" (C/LO), belirtilen her oturma pozisyonunda konumlandırılmış olan 3 Boyutlu H makinasının medyan düzlemi anlamına gelir; "Y" eksenindeki "H" noktasının koordinatı ile temsil edilir. Bireysel koltuklar için, koltuğun orta düzlemi yolcunun orta düzlemi ile çakışmaktadır. Diğer koltuklar için, yolcunun orta düzlemi üretici tarafından belirtilir;

"İşaret işaretleri", imalatçı tarafından tanımlanan araç gövdesindeki fiziksel noktalardır (delikler, yüzeyler, işaretler veya girintiler);

"Araç ölçme tutumu", aracın üç boyutlu referans sistemindeki referans işaretlerinin koordinatları tarafından tanımlandığı şekliyle olduğu anlamına gelir.

### 3.2.3 Üç boyutlu referans sistemi

Üç boyutlu referans sistemi, araç üreticisi tarafından kurulan üç dikey düzleme göre tanımlanmaktadır (Şekil 3.1). Aracın ölçme pozisyonu, aracın destekleyici bir yüzeye konumlandırılmasıyla belirlenir ve böylece referans işaretlerinin koordinatları üretici tarafından belirtilen değerlere tekabül eder. "R" noktası ve "H" noktası koordinatları, araç üreticisi tarafından tanımlanan referans işaretlerine göre belirlenir.



Şekil 3.1: Üç boyutlu referans sistemi [24].

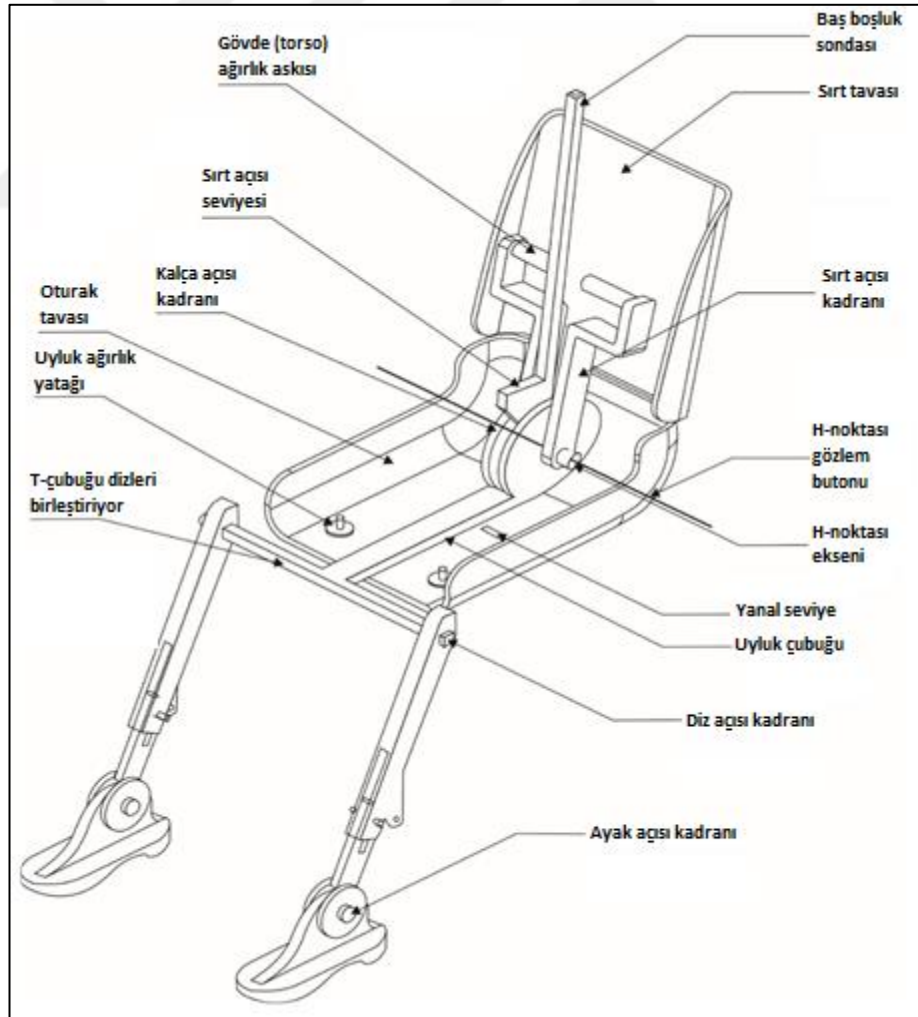
### 3.2.4 Üç boyutlu "H" noktası makinesi (3D H machine)

#### 3.2.4.1 Sırt ve oturak yüzeyi

Arka ve koltuk yüzeyleri takviyeli plastik ve metalden yapılmıştır. İnsan gövdesini ve uyluğunu taklit ederler ve mekanik olarak "H" noktasında menteşelenmişlerdir. Gerçek torso açısını ölçmek için "H" noktasına menteşeli proba bir kadrani bağlanmıştır. Koltuğa tutturulmuş ayarlanabilir bir uyluk çubuğu, kalça merkez çizgisini kurar ve kalça açısı kadrani için bir taban çizgisi görevi görür.

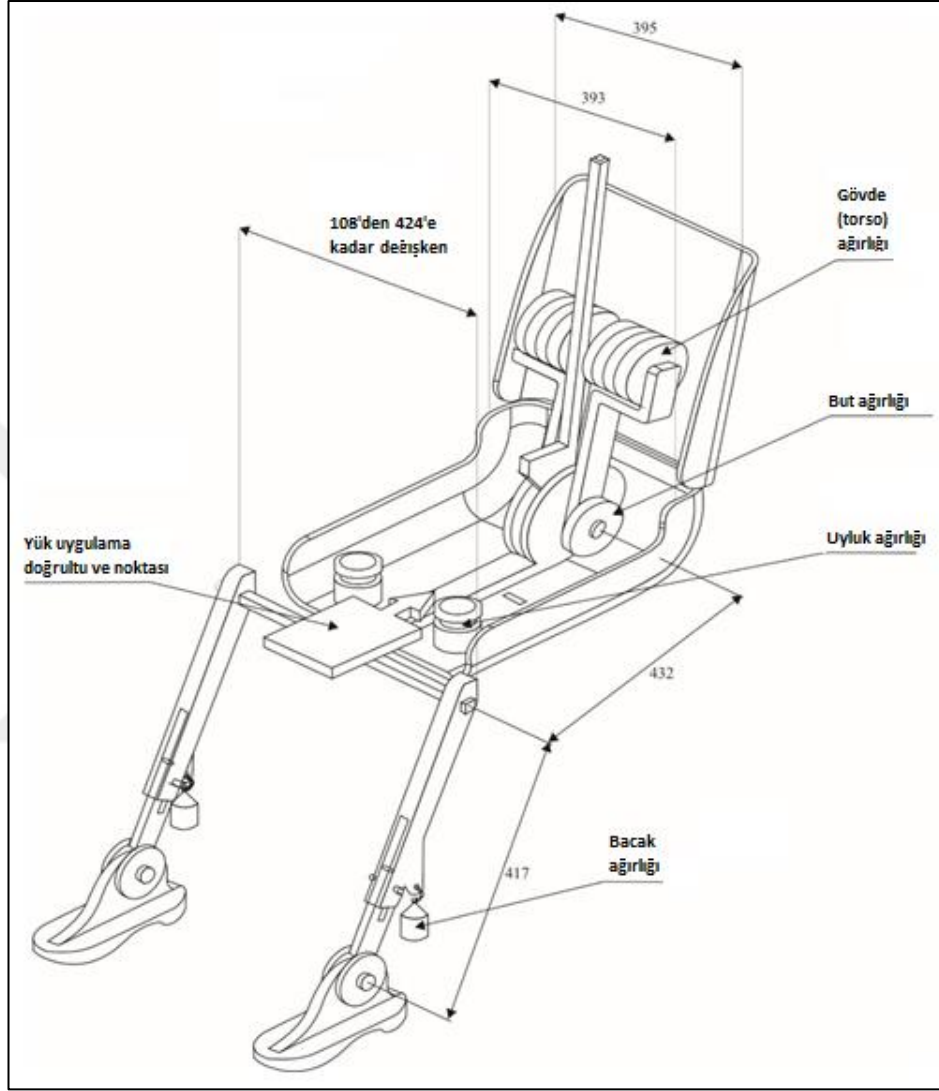
#### 3.2.4.2 Gövde ve bacak elemanları

Alt bacak bölümleri, ayarlanabilen uyluk çubuğunun yanal uzantısı olan dizleri birleştiren T çubuktaki koltuk tavası düzeneğine bağlanır. Diz açılarını ölçmek için alt ayak bölümlerine kadrani eklenir. Ayak ve ayak grupları ayak açısını ölçmek için kalibre edilmiştir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2: 3-D H makinesi elemanlarının tayini [25].

76 kg olan bir erkeğe eşdeğer koltuk penetrasyonu sağlamak için, vücut elemanı ağırlıkları ilgili ağırlık merkezlerine yerleştirilir (Şekil 3.3). 3-D H makinesinin tüm eklemlerinde herhangi bir kayda değer sürtünme olmaksızın serbest hareket kontrolü yapılmalıdır.



Şekil 3.3: 3D H makinesinin eleman ölçüleri ve yük dağılımı.

### 3.3 AEK R14

Bu yönetmelik, ileri yönlü, geri yönlü ya da yan doğru yönelmiş koltuklarda, yetişkinler için tasarlanmış olan emniyet kemerlerine bağlantıları bakımından M ve N kategorilerindeki araçlar için geçerlidir. M1 kategorisi araçlardaki ISOFIX sabitleme sistemleri ve çocuk emniyet sistemleri için ISOFIX üst bağlantı demirleri, ISOFIX ankrajlarına sahip diğer araç kategorileri de bu yönetmelik hükümlerine uymak zorundadır.

### **3.3.1 Emniyet kemeri ankrajları için özel test şartları**

Test cihazından sağlanan çekme kuvvetini iletmeye uygun özel bir kasnak veya kılavuz vasıtası ile üst kayış ankrajına yük aktarılır.

Emniyet kemerinin üst gövde kayışını çeken bir cihaz vasıtasıyla, aynı kayışın kemer ankrajlarına tutturulan bir çekiş cihazına  $1,350 \text{ daN} \pm 20 \text{ daN}$ 'lik bir test yükü uygulanmaktadır. M1 ve N1 dışındaki kategori taşıtlarında test yükü  $675 \pm 20 \text{ daN}$  olmalıdır, bunun dışında M3 ve N3 araçlar için test yükü  $450 \pm 20 \text{ daN}$  olmalıdır.

Aynı zamanda, iki alt kemer ankrajına bağlı bir çekiş tertibatına  $1,350 \text{ daN} \pm 20 \text{ daN}$ 'lik bir çekme kuvveti uygulanmaktadır. M1 ve N1 dışındaki kategori taşıtlarında test yükü  $675 \pm 20 \text{ daN}$  olmalıdır, bunun dışında M3 ve N3 araçlar için test yükü  $450 \pm 20 \text{ daN}$  olmalıdır.

### **3.3.2 Üç noktalı emniyet kemeri test şartları**

Üst emniyet kemeri ankrajına bağlı bir çekme kuvvetine ve aynı kemerin ters çaprazındaki alt kemer ankrajına,  $1.350 \text{ daN} \pm 20 \text{ daN}$ 'lik bir test yükü uygulanacaktır. Retraktör eğer üretici tarafından sağlanıyorsa, üst emniyet kemeri ankrajına sabitlenir. M1 ve N1 dışındaki kategori taşıtlarında (M2 ve N2) test yükü  $675 \pm 20 \text{ daN}$ , bunun dışında kalan M3 ve N3 araçlar için test yükü  $450 \pm 20 \text{ daN}$  olmalıdır. Üretici tarafından sağlanan retraktörlerin de koltuktan bağımsız olarak kendi yasal testleri bulunmaktadır. Bu testler gerekli ve acil durumlarda retraktörün istenen seviyede çalışabilirliğini garanti altına almaktadır. Böylece koltuğa takılan retraktör, tüm sistem ile birlikte istenen başarıyı sağlayabilmektedir.

Aynı zamanda  $1,350 \text{ daN} \pm 20 \text{ daN}$  çekme kuvveti, alt emniyet kemeri ankrajına bağlı bir emniyet kemeri çekiş cihazı vasıtası ile uygulanacaktır. M1 ve N1 dışındaki kategori taşıtlarında (M2 ve N2) test yükü  $675 \pm 20 \text{ daN}$ , M3 ve N3 araçlar için test yükü  $450 \pm 20 \text{ daN}$  olmalıdır.

$2225 \text{ daN} \pm 20 \text{ daN}$ 'lik bir test yükü, iki alt kemer bağlantı yerine tutturulmuş bir çekiş cihazı ile uygulanacaktır. M1 ve N1 dışındaki kategori taşıtlarında (M2 ve N2) test yükü  $1110 \pm 20 \text{ daN}$ , bunun dışında M3 ve N3 araçlar için test yükü  $740 \pm 20 \text{ daN}$  olmalıdır.

Yukarıda belirtilen testler, 3 noktadan bağlanan emniyet kemeri çeşitleri için uygulanmaktadır.

### 3.3.3 Tamamen koltuk ile bağlı emniyet kemeri ankrajlarının testi

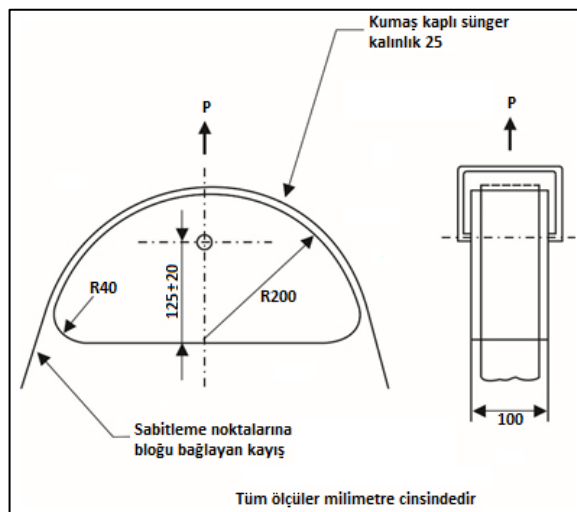
İki alt kemer ankrajına bağlı bir çekiş tertibatına  $2,225 \text{ daN} \pm 20 \text{ daN}$ 'lik bir test yükü uygulanacaktır. M2 ve N2 kategorisi taşıtlarında test yükü  $1,110 \pm 20 \text{ daN}$  olacaktır, ancak M3 ve N3 araçlar için test yükü  $740 \pm 20 \text{ daN}$  olmalıdır. Tamamen koltuk yapısında bulunan veya araç yapısı ile koltuk yapısı arasında dağılmış kayış ankrajlarını da test eder.

Yukarıda belirtilen test, uygun olduğunda, her bir koltuk için ve her koltuk grubu için aşağıda belirtilen kuvvetle aynı anda uygulanmalıdır. Yukarıda belirtilen yükler, komple koltuğun kütlesinin 20 katına eşit bir kuvvetle desteklenecektir. Atalet yükü söz konusu koltuk kütlesinin koltuk ankrajlarına fiziksel etkisine karşılık gelen koltuğa veya koltuğun ilgili bölümlerine uygulanacaktır. Ek uygulanan yükün veya yüklerin belirlenmesi ve yük dağılımı, üretici tarafından yapılmalıdır.

M2 ve N2 kategorisindeki araçlarda, bu kuvvet komple koltuğun kütlesinin 10 katına eşit olmalıdır; M3 ve N3 kategorileri için tam koltuk kütlesinin 6,6 katı olmalıdır.

### 3.3.4 Özel tip emniyet kemerinin testi

Böyle bir emniyet kemerinin kemer ankrajlarına bağlı bir çekiş tertibatına (Şekil 3.4), üst gövde emniyet kemerinin veya kemerlerinin geometrisini üreten bir cihaz vasıtasıyla  $1,350 \pm 20 \text{ daN}$ 'lık bir test yükü uygulanacaktır. Aynı zamanda, iki alt kemer ankrajına bağlı bir çekiş tertibatına  $1,350 \pm 20 \text{ daN}$ 'lık çekme kuvveti uygulanacaktır. M2 ve N2 araçlar için yükü  $675 \pm 20 \text{ daN}$ , M1 ve N1 tipi araçlar için test yükü  $450 \pm 20 \text{ daN}$  olmalıdır (Çizelge 3.3).



Şekil 3.4: Üst çekme bloğu [26].

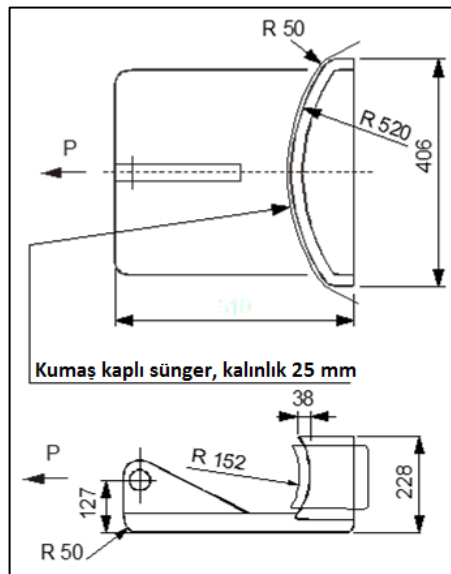


**Çizelge 3.3:** Araç sınıfına göre çekme kuvveti.

Emniyet Kemer Tipi	Araç Sınıfı	Bağlantı Noktası	Uygulanan Çekme Kuvveti
2 noktalı emniyet kemeri	M1	Alt Kemer	$F = 2250 \text{ daN} + (20 \times \text{Kolt. Ağırlığı} \times 9,81 \text{ m/s}^2)$
	M2	Alt Kemer	$F = 1100 \text{ daN} + (10 \times \text{Kolt. Ağırlığı} \times 9,81 \text{ m/s}^2)$
	M3	Alt Kemer	$F = 740 \text{ daN} + (6,6 \times \text{Kolt. Ağırlığı} \times 9,81 \text{ m/s}^2)$
3 noktalı emniyet kemeri	M1	Alt Kemer	$F = 1350 \text{ daN} + (20 \times \text{Kolt. Ağırlığı} \times 9,81 \text{ m/s}^2)$
	M1	Üst Kemer	$F = 1350 \text{ daN}$
	M2	Alt Kemer	$F = 675 \text{ daN} + (10 \times \text{Kolt. Ağırlığı} \times 9,81 \text{ m/s}^2)$
	M2	Üst Kemer	$F = 675 \text{ daN}$
	M3	Alt Kemer	$F = 450 \text{ daN} + (6,6 \times \text{Kolt. Ağırlığı} \times 9,81 \text{ m/s}^2)$
	M3	Üst Kemer	$F = 450 \text{ daN}$

Üst çekme bloğu sürücünün gövdesini üst bölgesini temsil eder. Emniyet kemerinin bir ucu 3. noktadan gelir ve buradan toka (buckle) bölgesine bağlanır.

Alt çekme bloğu, sürücünün bel / karın ve üst bacak bölgesini temsil eder. Test sırasında koltuk süngeri blok tarafından ezilir ve kazanın olduğu anda sürücünün oturağa uyguladığı yükü temsil eder. Toka (buckle) bölgesinden gelen emniyet kemeri alt çekme bloğunun üzerinden geçer ve bağlantı alanına bağlanır (Şekil 3.5).



**Şekil 3.5:** Alt çekme bloğu.

Sonuç olarak AEK R14 testimizin ayrıntıları paylaşılmıştır. Aşağıdaki görülen resimler çekme testi öncesi koltuğun duruşunu simgeler. Testten önce çekme bloklarının montajının yapılması, test için koltuğun hazırlanması ve tüm bağlantı noktalarının kontrolü/resimlenmesi, hazırlık olarak tamamlanması gereken aşamalardır. Teste ait ön kontroller, hatalı bağlantı tiplerini önlemenin yanı sıra, testten sonra ortaya çıkan durum ile test öncesinin karşılaştırılması için görsel verilerin toplanmasına yardımcı olur. Bu yolla hem bağlantı elemanları kontrolü hem de testten önce ve sonrası için neden-sonuç ilişki kurmak için görüntüler alınmış olur (Şekil 3.6).



**Şekil 3.6:** Assan Hanil'de test öncesi HSSK görüntüsü.

Test merkezinde yapılan AEK R14 emniyet kemeri çekme testinde, koltuğa gelen yük tam kapasite ile uygulanmış ve koltuğun yüke karşı davranışları incelenmiştir. Çekme bloklarından uygulanan çekme yükü koltuğu dayanımının üst sınırına kadar zorlamıştır. Yüksek dayanım direnci nedeniyle koltuk ileri doğru bir miktar eğilirken hareketli makas grubu test sırasında koltuğun yukarı doğru hareket etmesine neden olur. Makas grubunun neden olduğu bu hareket, test sırasında oturma bölgesinin tasarım konumundan daha yukarı bir konuma yükselmesine neden olur. Bu hareket, değişken bir H-Noktası anlamına gelir ve test sonucunu olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle, koltuğu tasarlarken bu durum göz önünde bulundurulmalı ve hareketli parça üzerinde gerekli tüm önlemlerin alınması gerekir. Çekme testinde koltuğun maruz kaldığı kuvvet nedeniyle aldığı duruş pozisyonu paylaşılmıştır (Şekil 3.7).



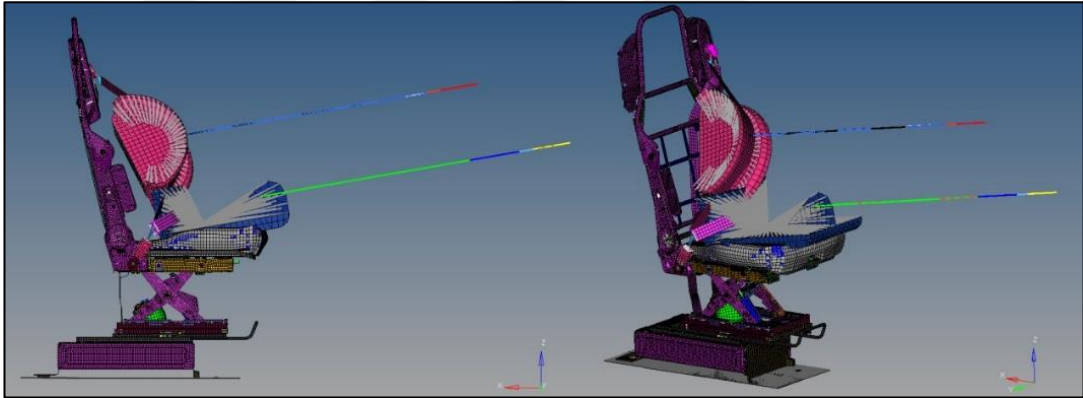
**Şekil 3.7:** AEK R14 çekme testi sırasında koltuk.

## 4. ARAŞTIRMALAR

### 4.1 Koltuğun Mevcut Durumu

#### 4.1.1 Modele hazırlık

Havali süspansiyonlu sürücü koltuğunun komple SEA modeli, AEK R-14 yönetmeliklerinde tanımlandığı üzere emniyet kemeri çekme testinin simülasyonu için hazırlanmıştır. SEA modeli Şekil 4.1'de gösterilmektedir. 158354 eleman ve 171262 düğüm (node) içerir. Radioss simülasyon modeli, 700 ms'lik analiz eğrisi süresince Intel® Xeon® CPU W3550 @ 3.07 GHz işlemci ile 36 saat içinde sonuç vermiştir.



**Şekil 4.1:** AEK R14 emn. kemeri çekme testine göre ilk SEA modeli.

Eğriler, AEK R14 yönetmeliğine göre M3 sınıfı araç testlerine göre hesaplanmıştır. İki farklı kuvvet eğrisi bulunmaktadır; kuvvetlerde biri alt blok vasıtasıyla, diğeri üst blok vasıtasıyla uygulanır. Emniyet kemeri çekme eğrilerinin hesaplanması aşağıda gösterilmektedir (Çizelge 4.1).

**Çizelge 4.1:** AEK R14'e göre çekme kuvvetlerinin hesaplanması.

Tip	Pozisyon	Yük
M3	Üst Kemer	$F = 450 \text{ daN}$
M3	Alt Kemer	$F = 450 \text{ daN} + (6,6 \times \text{Koltuk Ağırlığı} \times 9,81 \text{ m/s}^2)$

Üst emniyet kemeri çekme kuvveti, Çizelge 4.1'de gösterildiği gibi 450 daN (4.5 kN) olarak tanımlanmaktadır. Ancak, en kötü senaryolar dikkate alındığından ve SEA çalışması / gerçek test arasındaki ufak hataları önlemek amacı ile, çekme kuvveti yönetmelikte belirtilen değerden 1.2 kat daha yüksek alınır. Son durumda hesaplanan değer 540 daN (5.4 kN) 'dir.

Alt emniyet kemeri çekme kuvveti, üst emniyet kemerinden daha farklı bir hesaplama yöntemine sahiptir. Hesaplama koltuğun mevcut ağırlığı kuvvete eklenmektedir. Buradaki amaç, kaza anında koltuğun dinamik etkisini de test koşullarına statik olarak uyarlamaktır. Bu nedenle koltuğun ağırlığı, testi alt çekme bloğu aracılığı ile etkilemektedir. Böylece, koltuğun dinamik davranışı da test anında yaklaşık olarak temsil edilmektedir. Alt blok çekme kuvvetinin hesabı aşağıdaki denklemlerle yapılmıştır:

$$F = 450 \text{ daN} + (6,6 \times \text{Koltuk Ağırlığı} \times 9,81 \text{ m/s}^2) \quad (4.1)$$

Koltuğun ilk ağırlığı: 54,75 Kg, böylece:

$$F = 450 \text{ daN} + (6,6 \times 54,75 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2) \quad (4.2)$$

$$F = 804,5 \text{ daN} \quad (4.3)$$

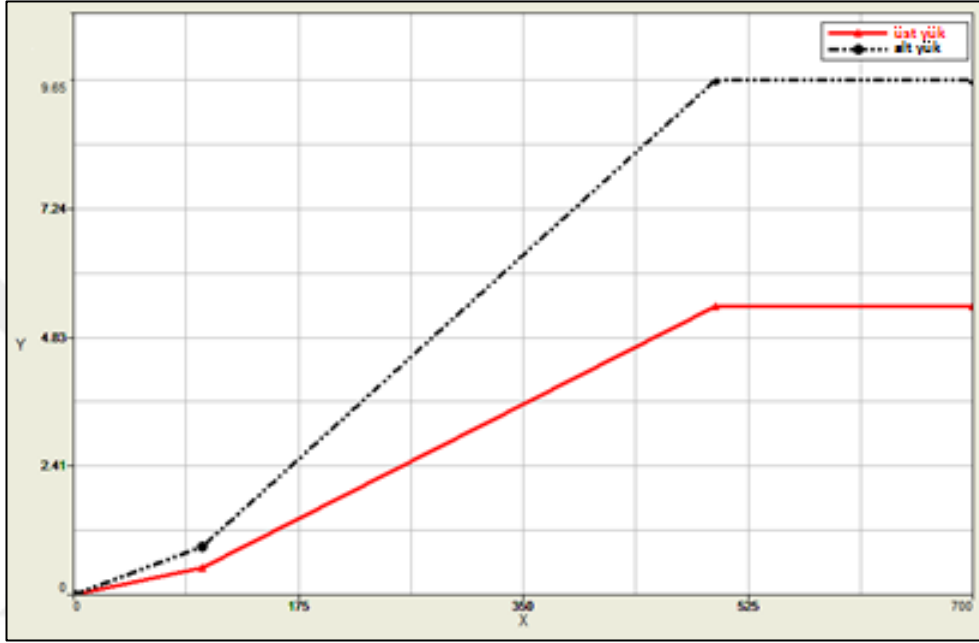
Hesaplanan değer 804,5 daN'dir. Ancak, en kötü senaryoları dikkate alarak ve SEA çalışması / gerçek test arasındaki ufak hataları önlemek amacı ile, çekme kuvveti yönetmelikte belirtilen değerden 1.2 kat daha yüksek alınır. Yani yeni hesaplanan değer 965 daN (9.65 kN) 'dir. Tüm hesaplamaların sonunda, bütün yükler bir arada derlenmiştir (Çizelge 4.2).

**Çizelge 4.2:** Blok yüklerinin karşılaştırması.

Süre (ms)	Üst Blok Kuvveti (kN)	Alt Blok Kuvveti (kN)
0	0	0
100	0.5	0.9
500	5.4	9.65
700	5.4	9.65

Değerler Çizelge 4.2'de gösterilmektedir. Emniyet kemeri çekme analizine, SEA çalışmasının gerçek test ile karşılaştırmasında herhangi bir fark olmaması için ön yük eklenmiştir. Model 700 ms boyunca simüle edilmiştir.

Hesaplanan değerler eğriler aracılığı ile gösterilmiştir (Şekil 4.2). Aynı zamanda, eğrilerin birbirlerine göre büyüklükleri, zamanlamaları ve boyutlarının anlaşılması amacı ile birlikte gösterilmiştir.



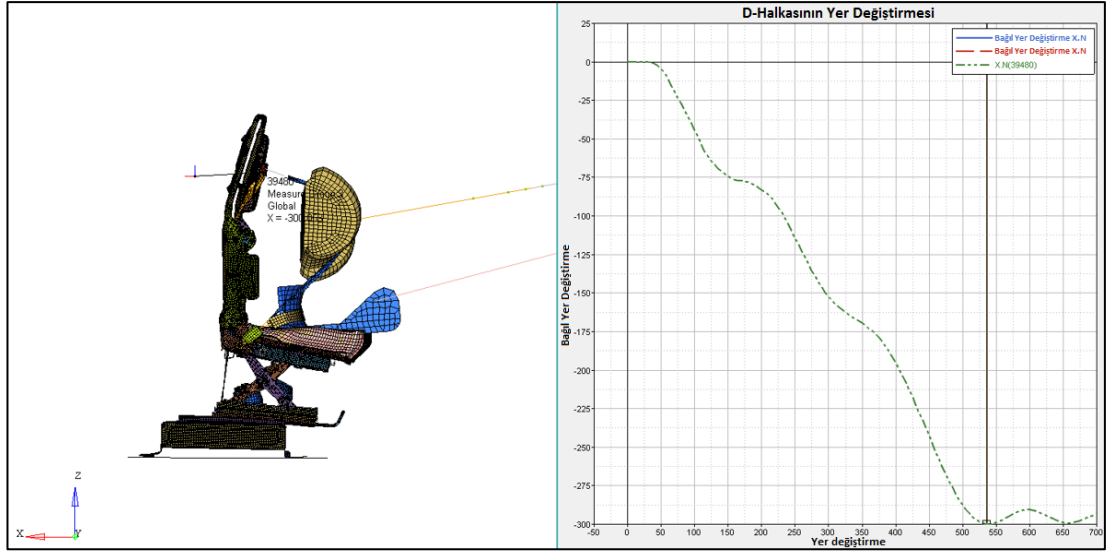
Şekil 4.2: Çekme kuvvetlerinin eğrileri.

#### 4.1.2 İlk modelin analiz sonucu

Modelin simülasyonu Radioss çözücüsüyle 36 saatte tamamlanmıştır. Çalışmanın gerçek yük eğrilerini ve zamanı temsil etmesi gerektiğinden, model bu durumları dikkate alınarak hazırlanmıştır.

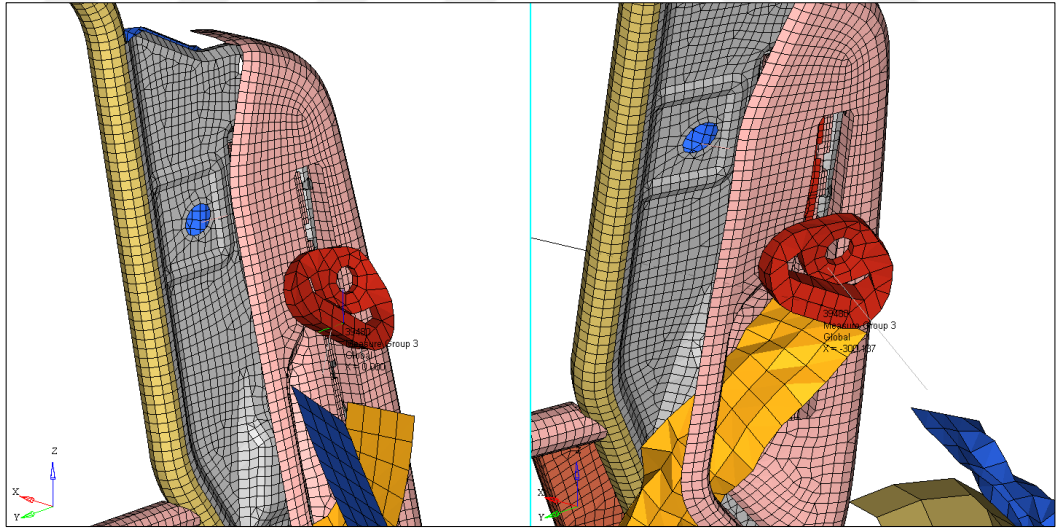
Simülasyon tamamlandığında, çeşitli sonuçlar farklı noktalardan bakılarak ayrı ayrı değerlendirilmelidir. Gerilme ve plastik şekil değiştirme sonuçları, özellikle parçaların mukavemeti açısından değerlendirilmelidir. Bu sonuçların uygunluğu değerlendirildiğinde, önemli noktalardan biri olan yer değiştirme sonuçları dikkate alınmalıdır.

Yer değiştirme sonucu simüle edilen modelin yanında eğri ile gösterilir (Şekil 4.3). En fazla yer değiştirme miktarı 300 mm olmalıdır. Aracın koordinatları nedeni ile x yönündeki yer değiştirme -300 şeklinde temsil edilmektedir.



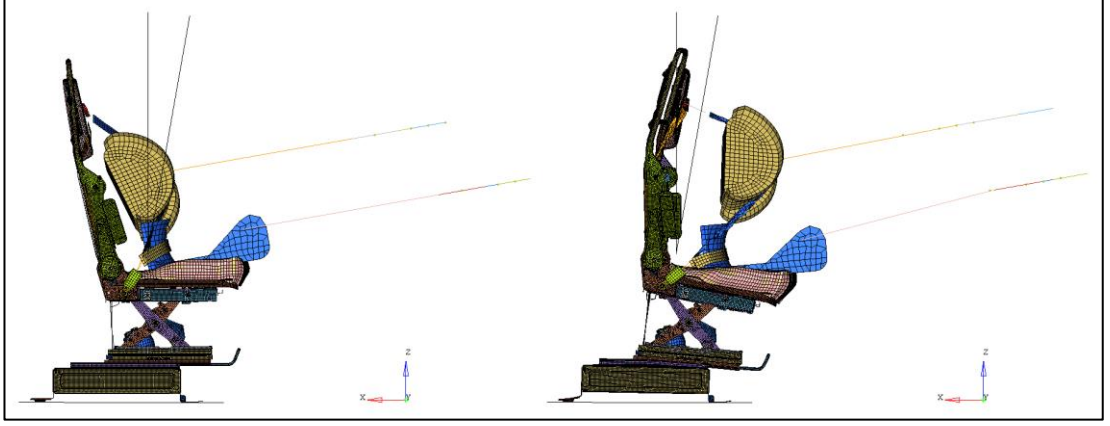
**Şekil 4.3:** En yüksek yer değiştirme değeri.

Emniyet kemeri çekme testi için AEK R14 şartlarında tanımlandığı gibi; D-Halkası en ön noktası H - noktasından sonra  $10^\circ$  sınır çizgisini aşmamalıdır (Şekil 4.4). Bu kural ilk modelde tanımlanmıştır ve model olumlu olarak sınırı aşmamıştır. Ancak amaç, yer değiştirme miktarını azaltmak ve böylece daha iyi bir dayanım seviyesi ile daha az risk taşımaktır.



**Şekil 4.4:** D- Halkası ölçüm noktası.

Modelin ilk adımları ve son adımları bir arada gösterilmiştir (Şekil 4.5), bu görüntüde koltuğun emniyet kemeri çekme testi sırasında nasıl hareket ettiğini ve nasıl bir etkiye maruz kaldığını anlamak mümkündür. D- Halkası en ön konumda olduğunda, H-noktasının dikey çizgisini geçer, ancak sınır olan  $10^\circ$  hattına erişmez. Bu durumda analiz sonucu, deplasman kriterleri göz önüne alındığında uygundur.



**Şekil 4.5:** İlk SEA modelinin analiz öncesi/sonrası karşılaştırması.

Sonuçlar elde edildiğinde koltuk parçaları kendi dayanımları göz önünde bulundurularak değerlendirilmelidir. Bu noktada başarısızlık kriterlerine göre pozitif veya negatif sonuca karar verilecektir. Bütün braketler, von Mises gerilme kriterlerine ve maksimum plastik şekil değiştirme (gerinim) seviyelerine göre değerlendirilmiştir. Sonuç olarak yük sonrası yüksek gerilimli plastik deformasyon noktasına ulaşan tüm braketler kontrol edilmeli ve optimize edilmelidir. Böylece hem genel stres seviyesi hem de en yüksek deplasman (yer değiştirme) değeri azaltılacaktır.

#### **4.2 Optimizasyon Adımları**

ECE R14 emniyet kemeri çekme testi dikkate alınarak tüm modelin simülasyonu yapıldıktan sonra, optimizasyon uygulanması gereken parçalar belirlenmiştir. Her bir parçanın sac kalınlıkları, kullanılan malzemeler tipi, ağırlıklar ve gerilme seviyeleri dikkate alınmış, çalışma da bu bilgiler ışığında şekillenmiştir.

Optimizasyonun amacı, yüksek stresin önlenmesi, braketlerin genel yer değiştirmeye etkisinin azaltılması, kalınlığın azaltılması ve ağırlığın azaltılmasıdır. En uygun seviye, belirtilen bütün konuları güvence altına alır, ancak bazen ek kısıtlamalar, komşu bileşenlerin etkisi vb. gibi nedenlerle tüm hedeflere sahip olmak mümkün olmayabilir. Bu gibi örneklerde, maksimum sayıda hedef seçilerek en uygun sonuç tercih edilir.

Bu çalışmada sac metallere çalışması sebebiyle topografya optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Buradaki amaç, kararsız parçaların yüzeylerine optimize edilmiş yeni formlar vererek dayanımı arttırmaktır.

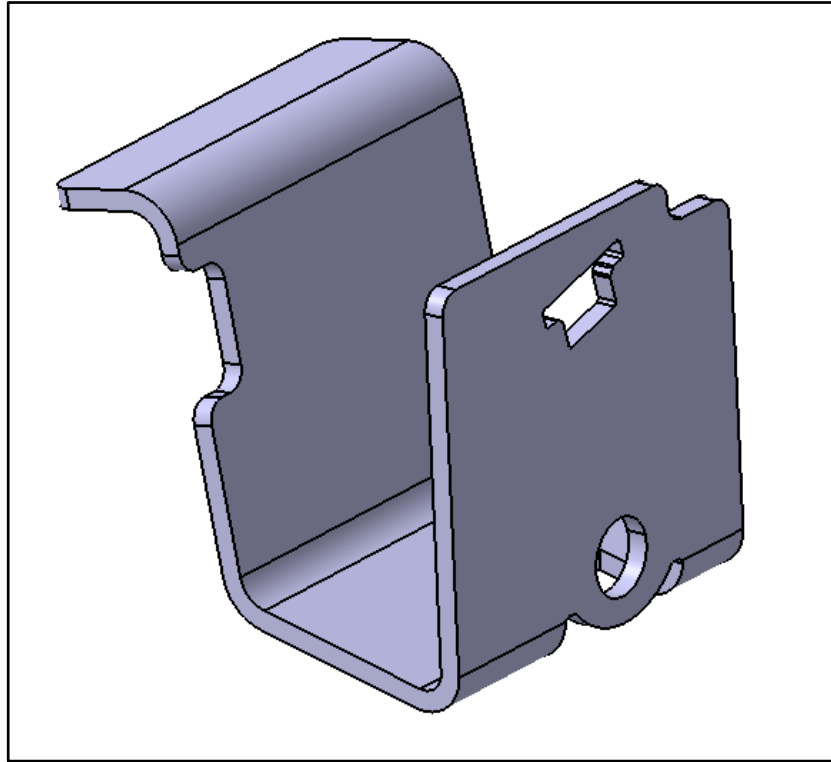


Dayanım olarak uygun olan fakat ağırlık olarak uygun seviyede olmayan parçaları hafifletmek için, sacın inceltmesi ve form ilave edilmesi ile istenen sonuç elde edilebilmektedir. Her iki durumda da, form ekleme, nervür vb. gibi güçlendirmeler çalışmaya dahil edilmiştir. Özellikle topografya ve topoloji optimizasyon sistemleri birlikte kullanılabilir, ancak güç ve hafiflik göz önüne alındığında, topoloji çalışmasında kullanılacak braket yapısı koltukta bulunmamaktadır. Bu nedenle çalışmada daha çok topografya ile optimizasyon yöntemi üzerinde durulmuştur.

Topografya optimizasyon modelleri HyperMesh - OptiStruct programı ile hazırlanır. Optimizasyon çözümleri OptiStruct çözücüsü tarafından yapılır.

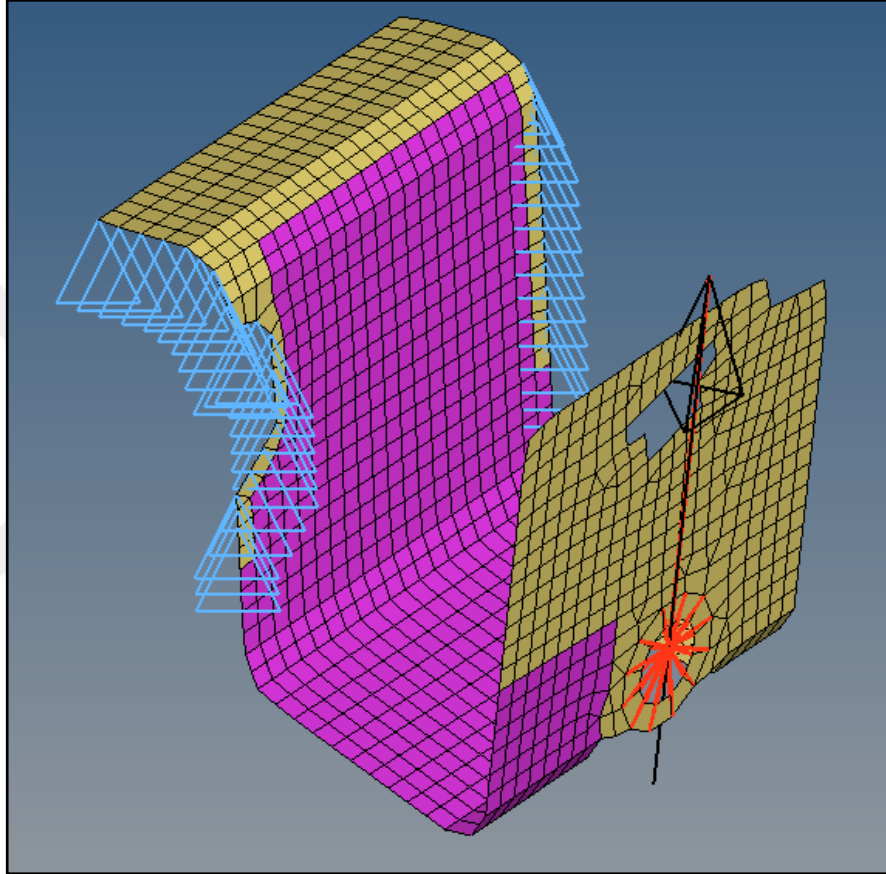
#### 4.2.1 Arka braket

Aşağıda gösterildiği gibi (Şekil 4.6) arka braketin ilk hali, kenar kıvrımları dışında herhangi bir form veya nervür içermez. Model 228 gr ağırlığa sahiptir ve 3.0 mm kalınlığında sac metalden üretilmiştir. Optimizasyonun amacı yüksek gerilimi önlemek, braketin yer değiştirmeye etkisini iyileştirmek, kalınlığı iyileştirmek ve ağırlığı azaltmaktır. Optimum tasarım tüm talepleri güvence altına alır, ancak bazen ek kısıtlamalar, komşu bileşenler vb. nedeniyle tüm isteklere sahip olmak mümkün olmayabilir. Bu gibi durumlarda, maksimum sayıda fayda elde edilmesi beklenir.



Şekil 4.6: İlk BDT modeli.

Çalışma sırasında, braketin çevresinde bulunan diğer komşuları dikkate alınmış ve gerçek modelde etkiyen yük durumu tanımlanarak sınır koşulları oluşturulmuştur. Gerçekte kullanılan kaynak yapısı yerine, OptiStruct arayüzünde sabitleme araçları kullanılmıştır. Ayrıca kuvvet gerçek modele göre belirlenmiş ve çekme yönüne doğru 8 kN olarak uygulanmıştır. Tasarım bölgesi (mor bölge) ve tasarım yapılmayacak bölge (sarı bölgeler) tanımlandıktan sonra, topografya adımları uygulanmaya hazırdır (Şekil 4.7).



**Şekil 4.7:** Statik yer değiştirme simülasyon modeli.

Statik deplasmanlı simülasyon modeli için, topografya ayrıntıları aşağıda gösterildiği gibi seçilir. Detay olarak minimum nervür genişliği 4.5 mm, kalıp açısı 60° ve form yüksekliği max 10 mm'dir. Topografya şekilleri aşağıda gösterildiği gibi OptiStruct arayüzünde modellenmiştir (Şekil 4.8). Kalıp yönünün "elemanların normalinde" olması istenmektedir. Bu durumda formlar, her bir mesh elemanının kendi mesh elemanı normaline doğru kaydırılmasıyla şekillendirilir. Varsayılan form yönü "elemanların normalinde" ayarlıdır, ancak isteğe bağlı belirli bir form yönü, yön belirlenerek, bir düzlemin normal bir yönü tercih edilerek veya vektörünü belirleyerek tanımlanabilir.

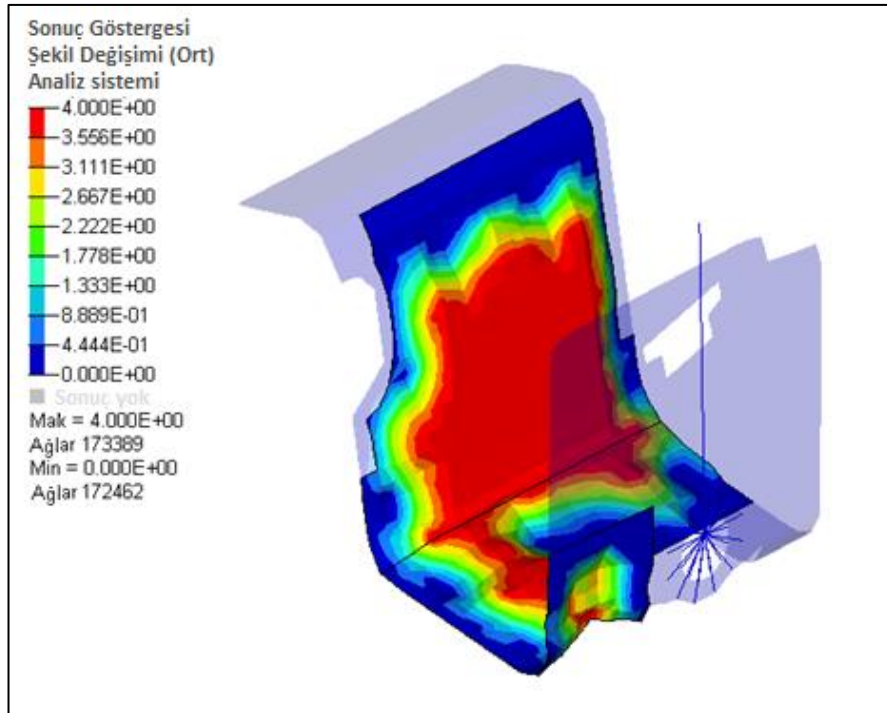
<input type="checkbox"/> oluştur	tasdeg =	Verdeg_Cek	form doğrultusu	elemanlara dik
<input type="checkbox"/> guncelle				
<input checked="" type="checkbox"/> form değiştirgeleri	en dűřuk geniřlik =	4 . 5 0 0		
<input type="checkbox"/> şablon gruplama	form acısı =	6 0 . 0 0 0		
<input type="checkbox"/> form yűkseklėđi	form yűkseklėđi =	1 0 . 0 0 0		
<input type="checkbox"/> şablon tekrarlama				
	<input checked="" type="checkbox"/> ara bolge		sınır geçişi	yuk & nmn

**şekil 4.8:** Topografya için geometrik form değişkenleri.

“Boundary skip” ۆzelliđi olduğu gibi yani "load & spc" seçeneğinde bırakılır. Bu parametre, yűklerin veya kısıtlamaların uygulandığı dűđűmlerin optimizasyon ile form değişimini ۆnlemek amacı ile, OptiStruct programına yűk gۆren ve sınır koşulu alanlarını tasarım bۆlgesinin dışında bırakmasını sۆyler. Bu ۆnemli bۆlűm zaten tasarım/tasarım-dışı bۆlge tarafından ayrıldığından, bu seçenek optimizasyonu çok fazla etkilemeyecektir.

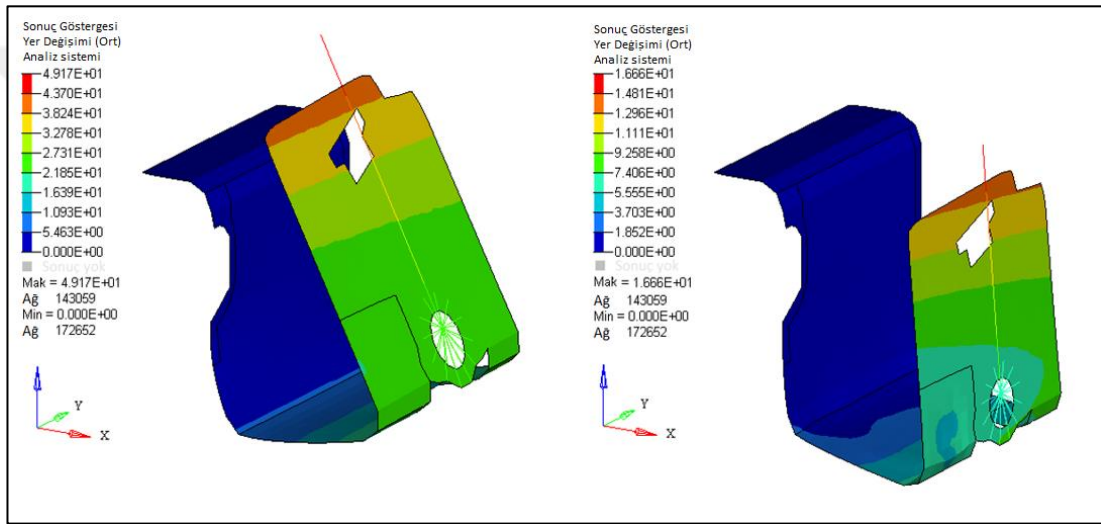
Cevap seçeneđi için, “statik yer deđiřtirme” seçilir ve deliđin merkez dűđűmű takip edilmek ۆzere tanımlanır. Bu dűđűműn yer deđiřtirmesi amaç fonksiyonuyla izlenir. Amaç bۆlűműnde, "min" seçeneđi seçildiđinden, merkez dűđűmű olabildiđince az hareket etmek ۆzere tanımlanmıřtır.

İterasyon (yakınsama) 3'ten sonra, OptiStruct'a gۆre en iyi ۆzűm tűretilir ve sonuç elde edilir. Optimizasyonun ilk sonucu “shape change result” çıktısı ile ařađıda gۆsterilmiřtir (řekil 4.9). řekil deđiřtirme sonucu, form tűrűnű ve formlarının derinliklerini tanımlar.

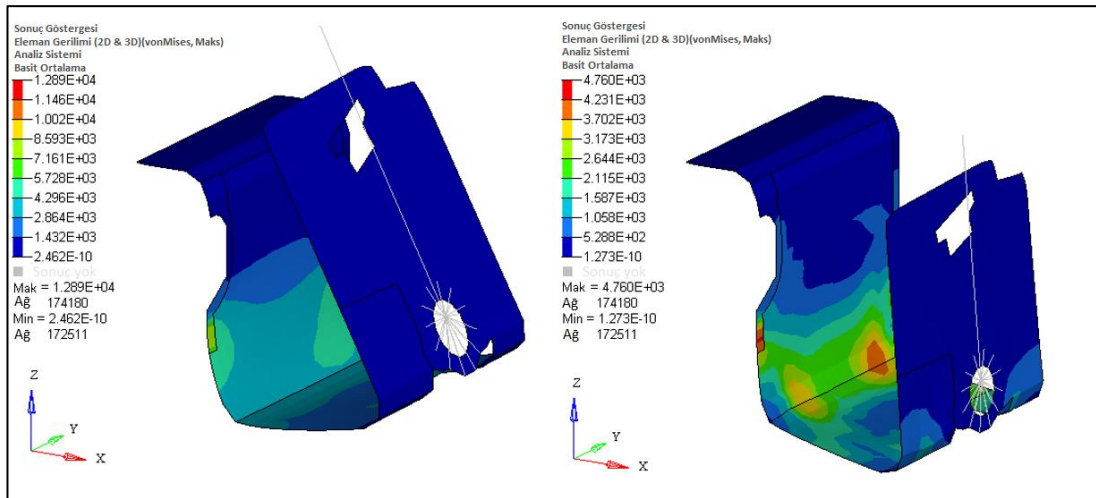


**şekil 4.9:** Optimizasyonun şekil değişim sonucu.

Optimize edilmiş modelin, başlangıç modelinden daha iyi çözümler getirdiğinden emin olmak için karşılaştırmaları gerekir. Bu nedenle, yer değiştirme ve stres sonuçları karşılaştırılacak önemli noktalar olarak belirlenmiştir. Yer değiştirme sonuçlarına göre optimize edilmiş model daha iyi değerler sağlamıştır. İlk modelin yer değiştirme sonucunun ~ 49 mm olmasına karşın, optimize edilmiş modele ait sonuç 17 mm'dir (Şekil 4.10). Stresler karşılaştırıldığında, başlangıç modeline ait stres değerinin, iterasyon 3 ile optimize edilmiş modelden neredeyse üç kat daha fazla olduğu açıktır (Şekil 4.11). İlk modelin 3 mm sac kalınlığı ile şekillendirilmiş olduğu, ancak optimize edilmiş modelin 2,5 mm kalınlığa sahip olduğu göz önünde bulundurulmalıdır.

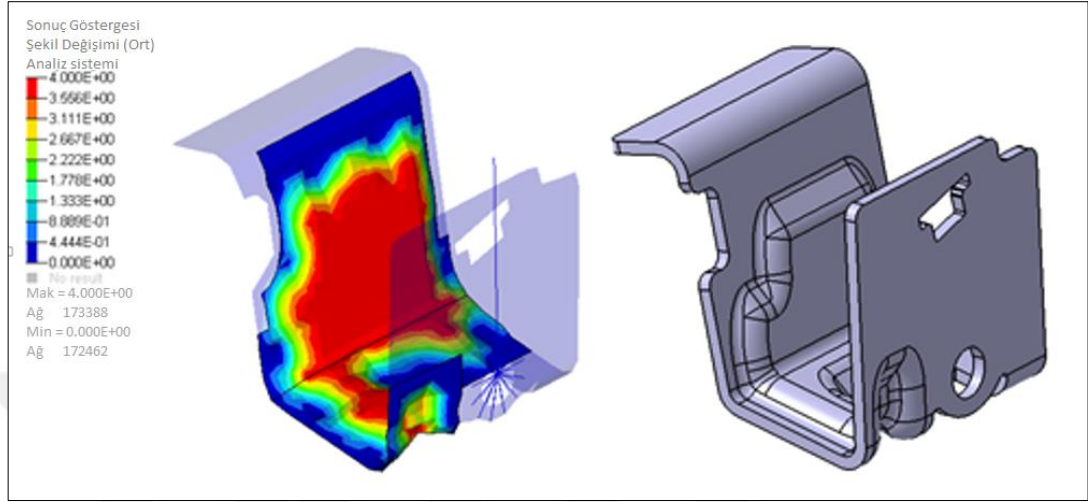


Şekil 4.10: İlk ve optimize edilmiş modellerin yer değiştirimi karşılaştırması.



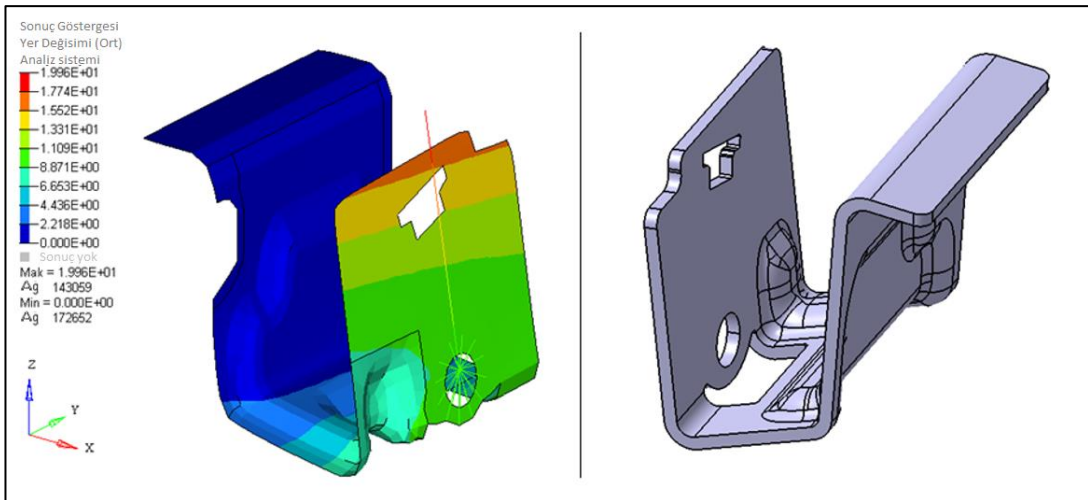
Şekil 4.11: İlk ve optimize edilmiş modellerin stres karşılaştırması.

Optimizasyon sonuçları elde edildikten sonra, mesh (örgü) yapı bir şekilde BDT modeline aktarılmalıdır. Şekil 4.12'de, optimizasyon sonrasında modellenmiş BDT verileri gösterilmektedir. Parça modellenirken, üretim, kaynak ve sac tasarımı gereklilikleri de dikkate alınarak en yakın BDT modeli elde edilmiştir.



Şekil 4.12: Son haline gelmiş BDT data.

Başlangıç ve son BDT modelleri karşılaştırıldığında, kalınlık 3 mm'den 2,5 mm'ye düşmüştür. İlk modelin ağırlığı 228 gr, fakat yeni modelin ağırlığı ise 188 gr olarak hesaplanmıştır. Optimizasyon çalışması sayesinde 40 gr ağırlık azalışı sağlanmıştır. Aynı zamanda kalınlık düşüş hammadde fiyatlarına indirim getirmiştir. Son olarak, BDT halinde türetilen yeni mesh modelleri bir kez daha analiz edilerek, kaliteli mesh modeli sonuçlarını paylaşılmıştır (Şekil 4.13).

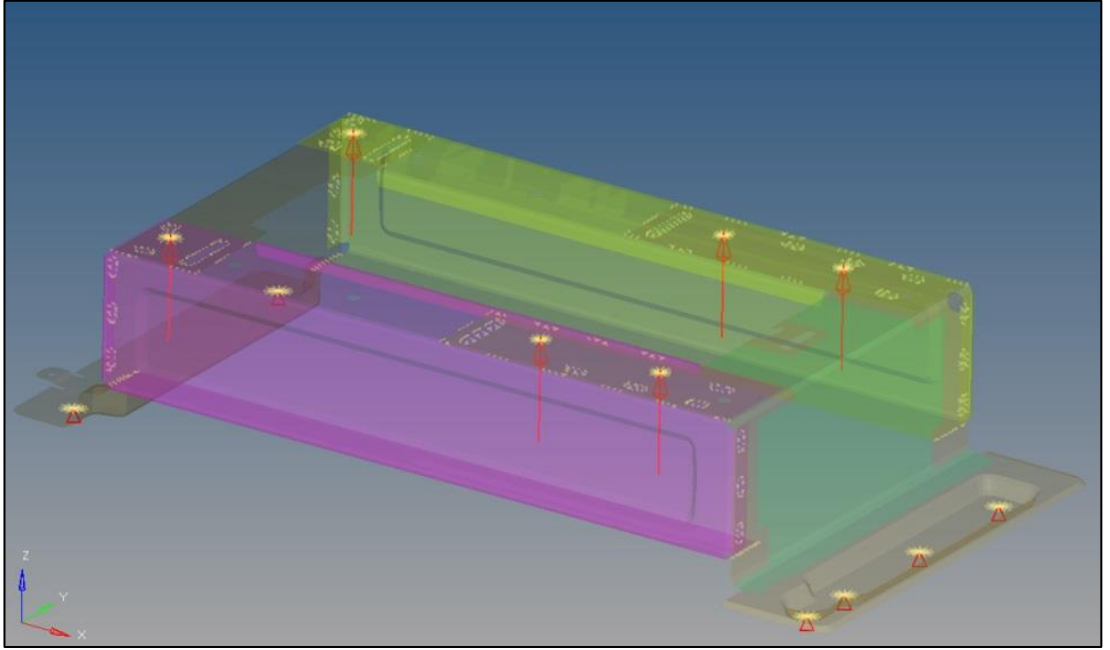


Şekil 4.13: Son haline getirilmiş modelde datanın güncellenmesi.

#### 4.2.2 Adaptör grubu

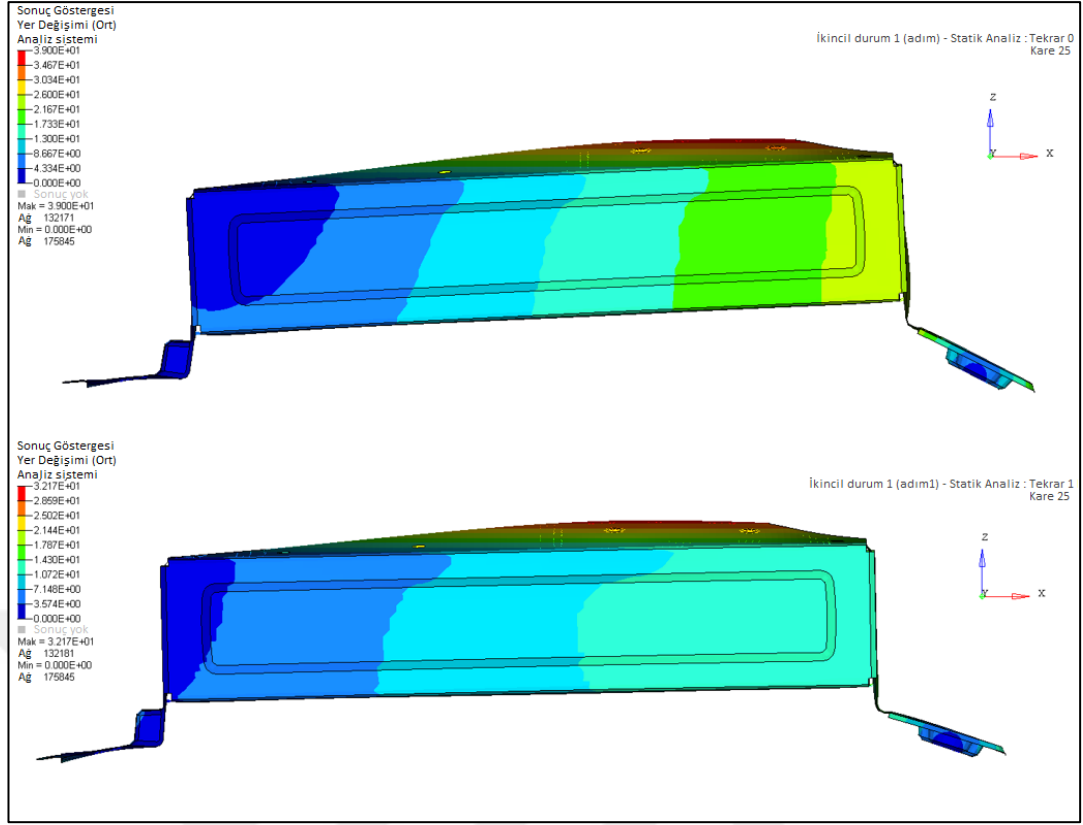
Adaptör grubu basit olarak koltuğu araç tabanına bağlayan gruptur. Bazen düz araç tabanına, bazen de kırık araç tabanına uyarlanması arzu edilir. Koltuk ile zemin arasına bir adaptör yerleştirmenin nedeni H-Noktasını yükseltmektir, ancak bu görev uygun olsa da diğer yandan AEK R14 emniyet kemeri çekme testinin momenti de artmaktadır. Bu yüzden, diğer bir görev de AEK R14 emniyet kemeri çekme testine karşı durmaktır. Şekil 4.14'te gösterildiği gibi, adaptörün ağır bir gövdesi vardır ve bu da genel ağırlığı çok yüksek oranda arttırmaktadır.

Detay bilgi olarak, adaptör ağırlığı 6931 gr ve sac metalden yapılmıştır. Bu yüzden amaç levha kalınlıklarını azaltarak, nervür ve formları ekleyerek adaptör kuvvetini arttırmak ve mümkünse aynı anda her iki seçeneğin uygulanmasıyla adaptör ağırlığını azaltmaktır. İlk modelin tüm braketlerinde sac kalınlığı 2 mm'dir.



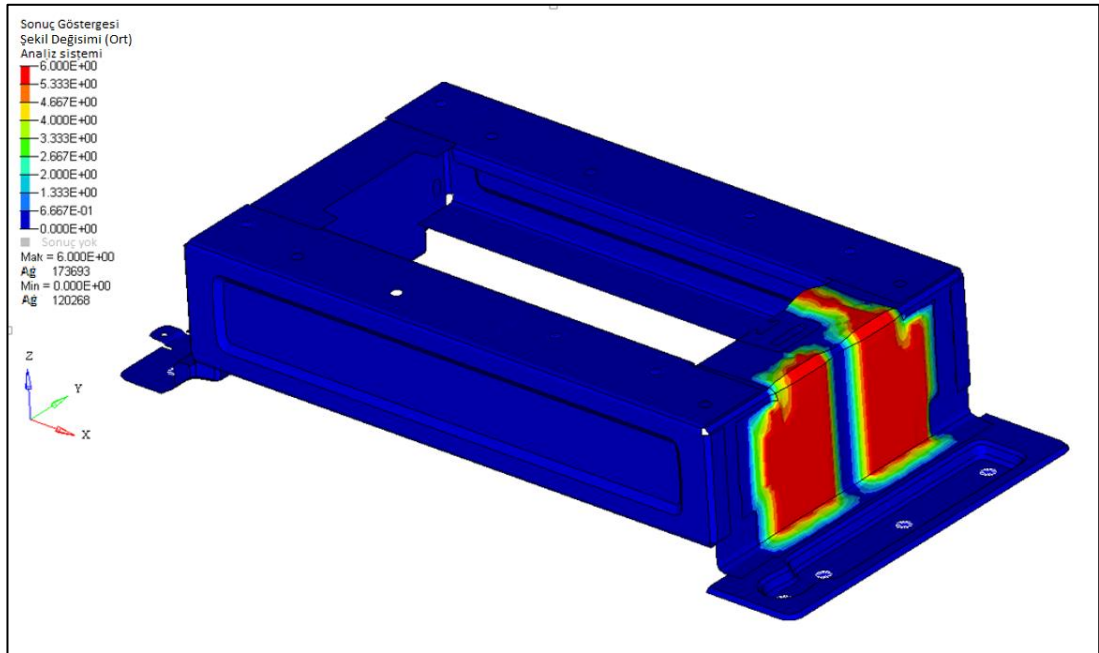
**Şekil 4.14:** Sınır şartları ile birlikte ilk model.

Birkaç denemeden sonra imal edilebilirlik ve montaj durumu için optimum çözüm yakalanmıştır. İlk ve optimize edilmiş model arasındaki yer değişimi karşılaştırması gösterilmektedir (Şekil 4.15). Yer değişimi ölçeğinden değerlendirilebileceği üzere sonuç ilk modele göre daha iyidir. İlk modelin değeri en çok yer değiştirilen noktada 39 mm'dir, ancak bu değer optimize edilmiş modelle ~ 32 mm seviyesine düşürülmüştür.



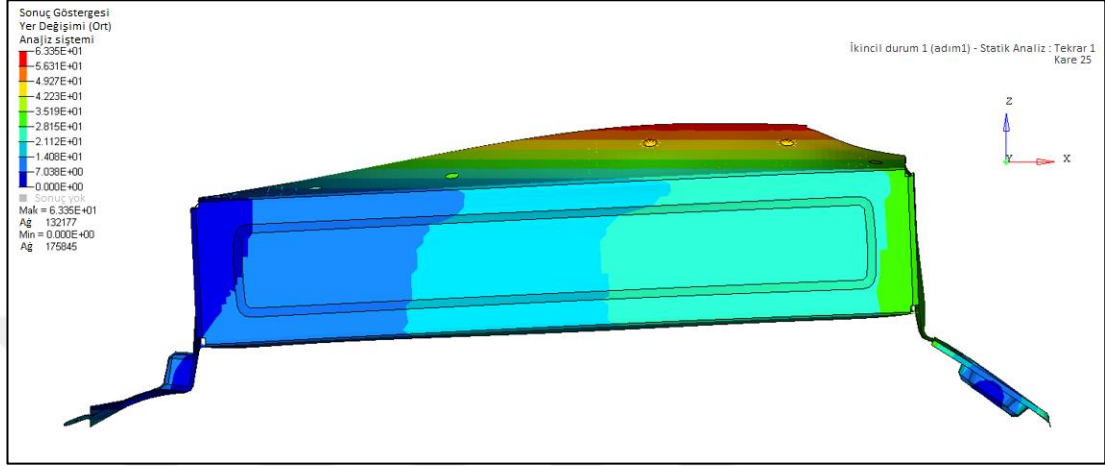
Şekil 4.15: İlk ve optimize edilmiş modellerin yer değişim karşılaştırması.

Yapılan optimizasyon sonucunda ortaya çıkan form ve nervür yapısı üretilebilirlik ve sac yapısına uygun olacak şekilde çalışıldığı için, sonuç herhangi bir üretim kısıtı taşımamaktadır. Şekil değiştirme sonucu aşağıda gösterilmektedir (Şekil 4.16).



Şekil 4.16: Şekil değiştirme sonuçları.

Fakat amaç ayrıca ağırlığı da düşürmek olduğu için, aynı sac kalınlığının kullanılması çalışma için yeterli olmayacaktır. Bu nedenle kalınlıklar 1.5 mm'ye düşürülmüş ve optimizasyon tekrarlanmıştır. Sonunda istenmeyen çıktılar oluşmuştur. 1.5 mm sac kalınlığı ile elde edilen yer değiştirme sonucu 63,4 mm'dir (Şekil 4.17).



**Şekil 4.17:** 1.5mm kalınlıkta yer değiştirme sonucu.

Yeni çalışma 2 mm kalınlıktaki sonuçlarla karşılaştırıldığında, son yer değiştirme değeri beklenenden fazla artmıştır. Dolayısıyla burada farklı bir çözüm tipi düşünülmelidir. Kalınlık çok ince olduğu için ek nervür ve formlar eklemek yeterli değildir. Bir sonraki adımda önceki kalınlığa geri dönülürken başka bir malzeme türünün kullanılması düşünülmüştür. Bu çalışma yapılırken, ilk model ile karşılaştırıldığında toplam ağırlık ve daha iyi yer değiştirme sonucu dikkate alınması hedeflenmektedir. Bu sonuçlar elde edildiğinde, çalışma başarılı olarak sonuçlanması planlanmaktadır.

#### **4.2.2.1 Alüminyum gövde – birinci adım**

Adaptör grubundaki sac braketler birbirine bağlı olması gerekmektedir, bu nedenle bu durum malzeme seçiminde bir sınır koşulu oluşturacaktır. Yani adaptör braketlerinin hepsi kaynak prosesi ile birleştirilmesi öngörüldüğü için aynı malzemeden seçilmeleri daha uygun olacaktır. Kaynak yapılmayacak ve bağlantı elemanları kullanılacak olsa bile, aynı malzemeden olmaları korozyon etkisini engelleyecektir. Sonunda, optimum ağırlık / yer değiştirme sonucu elde edilen model gerçek modele uyarlanacak ve tüm sistemle incelenecektir.



Alüminyum malzemenin avantajı düşük yoğunluğudur. İlk modelde kullanılan sac metal malzemeler  $7,85 \text{ gr/cm}^3$ 'tür, ancak alüminyumlarda bu değer  $2,7 \text{ gr/cm}^3$ 'tür. Bu yoğunluk farkı değişik malzeme türlerinin kullanılmasının avantajını ortaya koyar. Yoğunluklar göz önüne alındığında, metal ile alüminyum arasında neredeyse 3 kat fark vardır. Bu durumun rahatlığı ile kalınlık tekrar 3 mm olarak kullanılmıştır.

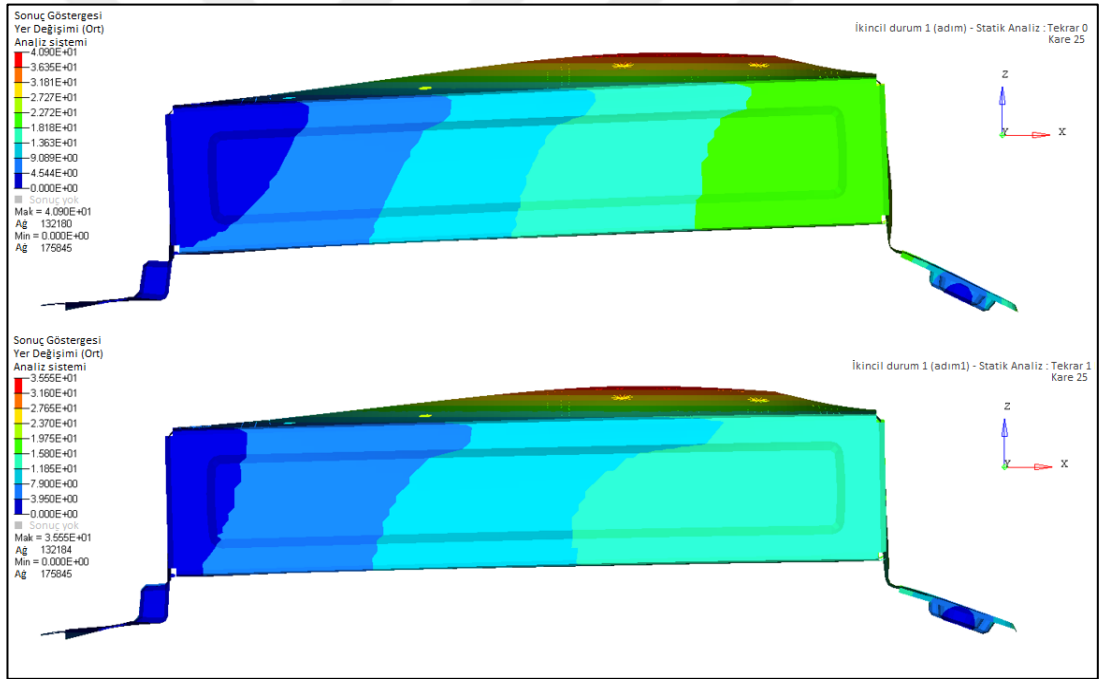
Optimizasyon esnasında kullanılan alüminyum malzemenin mekanik özellikleri [27]:

Elastisite Modülü (E) : 71 GPa

Yoğunluk (d) :  $2,7 \text{ gr/cm}^3$

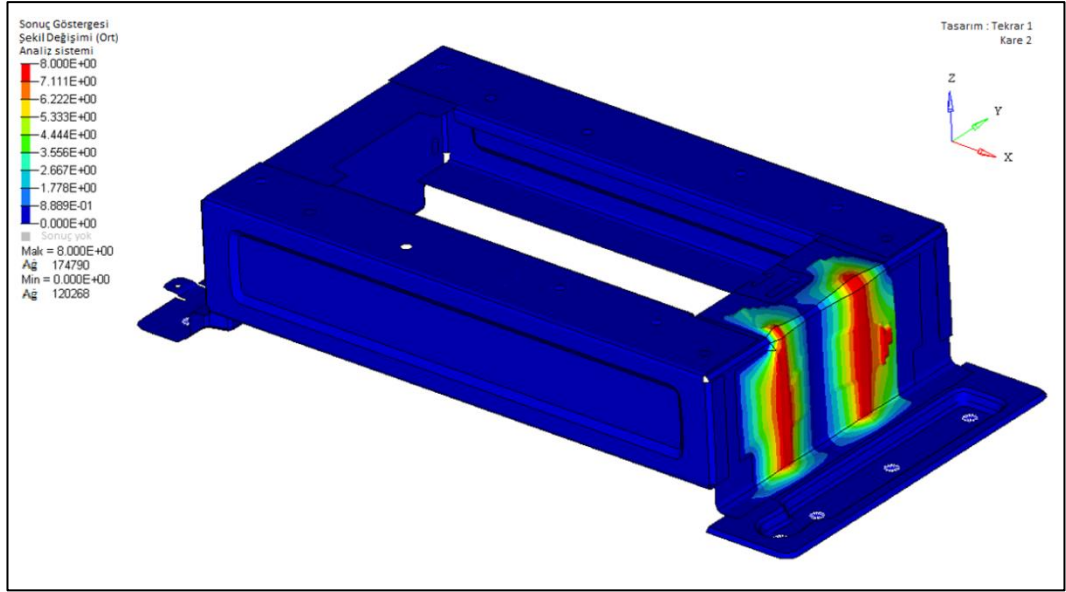
Poisson oranı (v) : 0,33

Yukarıda belirtilen rakamlarla optimizasyon tekrar başlatılmış ve yer değiştirme sonucunun daha da iyiye gittiği öğrenilmiştir (Şekil 4.18).



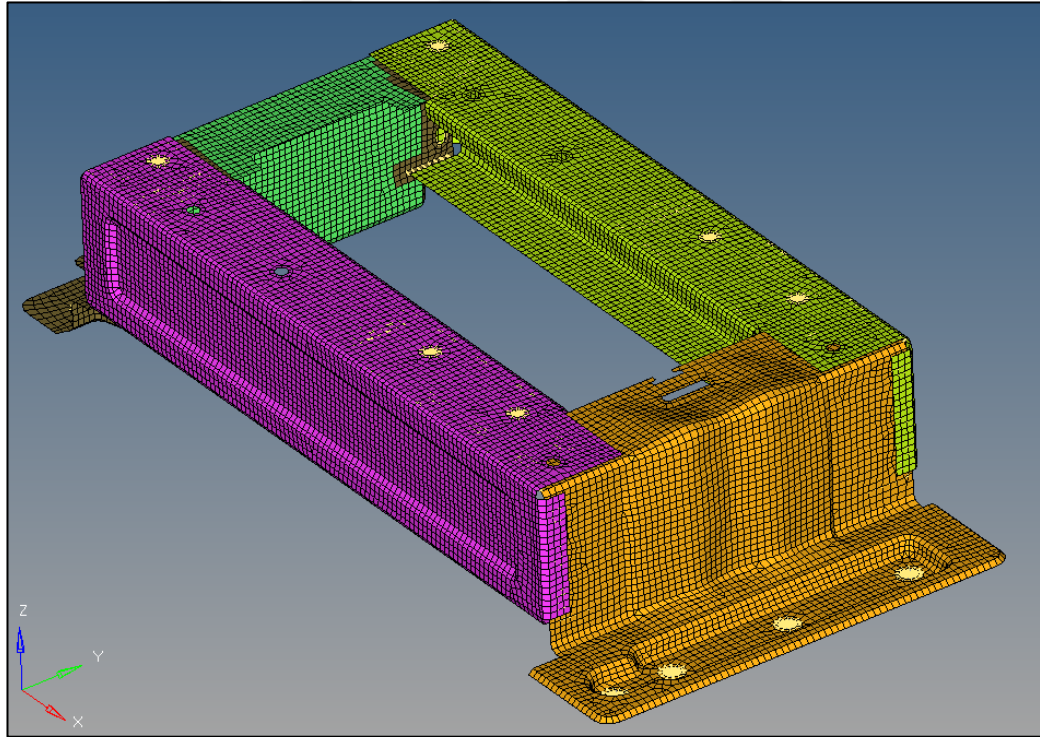
Şekil 4.18: Alüminyum gövde ile optimizasyon öncesi/sonrası sonuçları.

Optimize edilmemiş ilk sac metal model göz önüne alındığında, yer değiştirme değeri yaklaşık 39 mm idi. Alüminyum malzeme ve 3 mm kalınlık tercih edildiğinde ve arka braket optimizasyonla güçlendirildiğinde, bu değer 36 mm'ye düşmüştür. Ayrıca toplam ağırlık yoğunluk farkından dolayı azalmıştır. Güncel ağırlık yaklaşık 3580 gr değerindedir (Şekil 4.19).



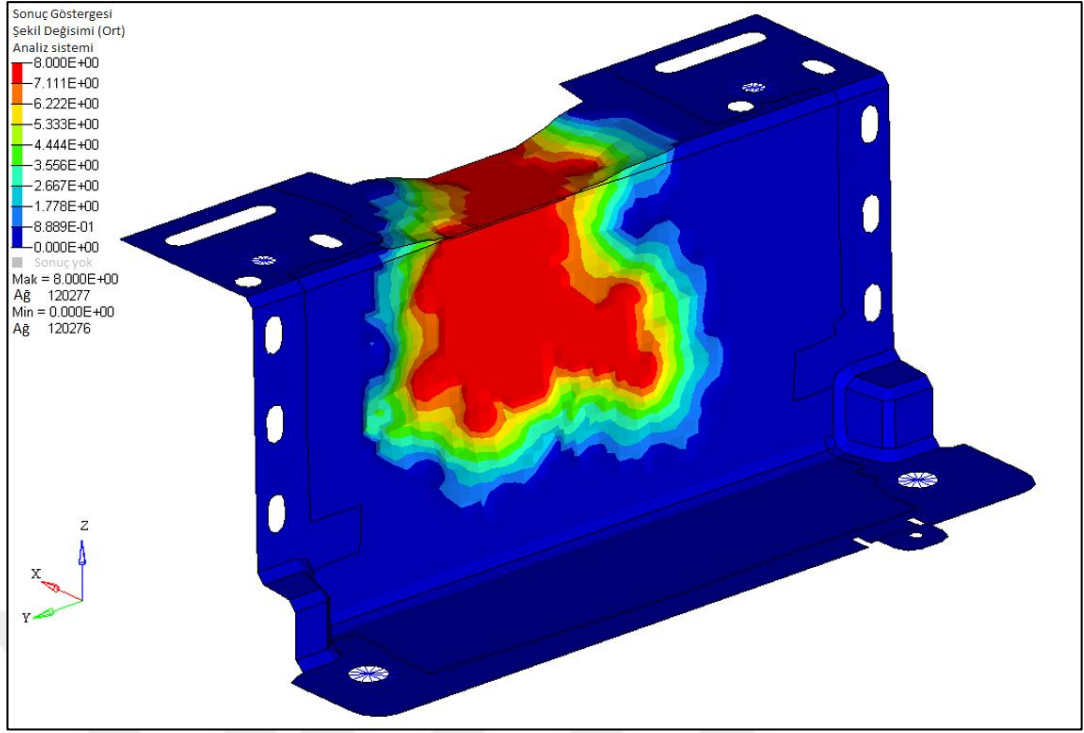
**Şekil 4.19:** 3mm kalınlıkta AL ile optimize edilmiş arka braket.

Arka braketin model üzerinde mesh kalitesinin en iyi duruma getirilmiş hali aşağıda gösterilmiştir (Şekil 4.20). Bu sonuç, CATIA vasıtasıyla yeniden güncellenecektir.



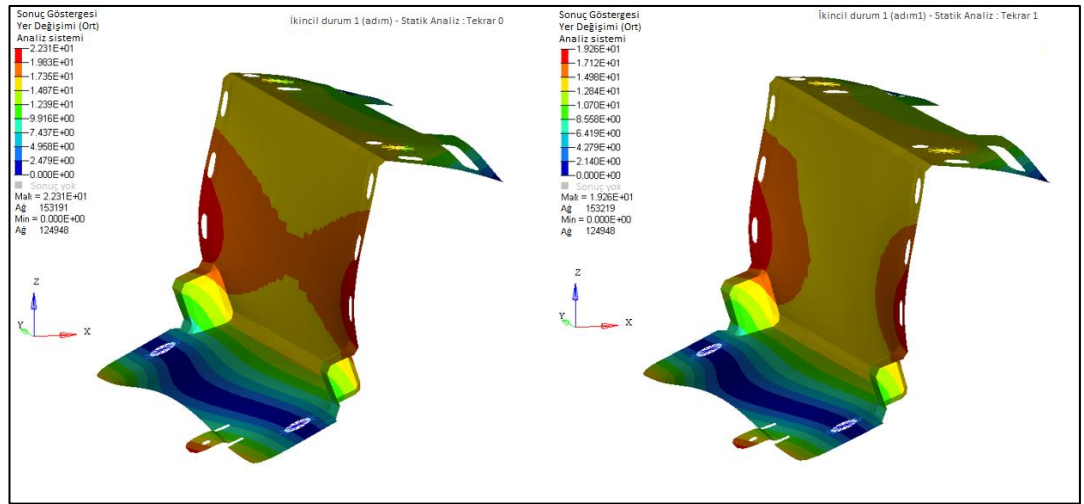
**Şekil 4.20:** Post optimizasyon menüsünden türetilen mesh modeli.

Arka braketin en iyileştirilmiş şekli modele uyarlanarak, ön braket için de aynı adımlar tekrarlanmıştır. Arka brakete uygulanan adımlar bir kez daha işlenmiş ve sonuç ön braket için aşağıda gösterilmiştir (Şekil 4.21).



Şekil 4.21: Ön braketin optimizasyon sonuçları.

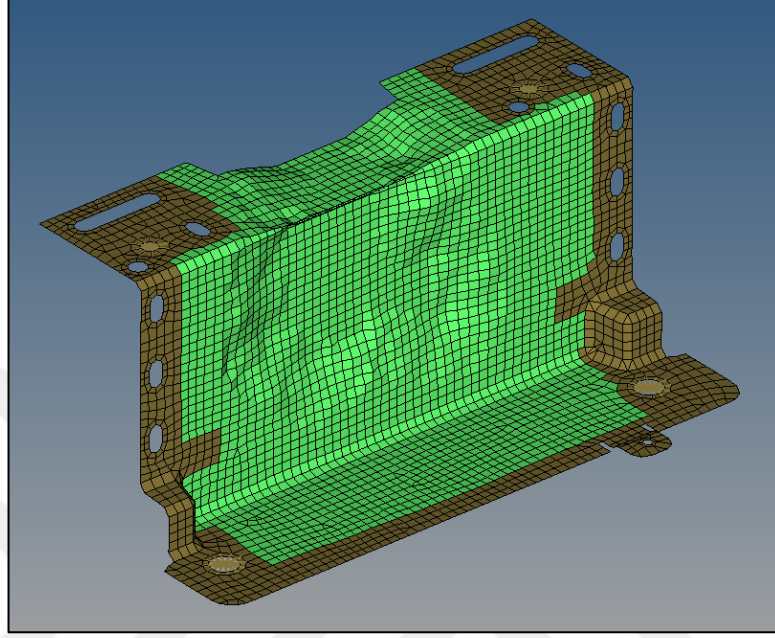
Bu değişiklikle ön braketin davranışı da gelişmiştir. Bu değişiklik, komple grubun davranışını da faydalı olmuştur. Ön braket için yapılan optimizasyonunun öncesi ve sonrasının karşılaştırması gösterilmiştir. Karşılaştırmadan da görüldüğü üzere optimizasyon sonuçları pozitif olarak etkilenmiştir (Şekil 4.22).



Şekil 4.22: Optimizasyon öncesi ve sonrasının karşılaştırması.

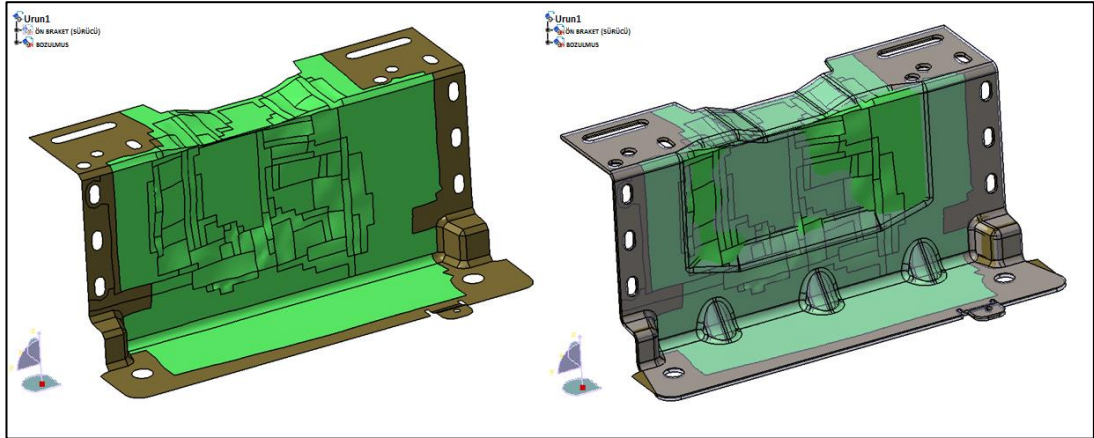
Sonuçlar alındığında, çıktılar daha iyi bir modelleme için dışa aktarılmalı (export edilmeli) ve BDT arayüzüne aktarılmalıdır. Bu nedenle model, analiz sonucuna göre (Şekil 4.23) alınmış, mesh modeline aktarılmış ve uygulanmıştır.

Modelin mesh yapısından yeni bir yüzey oluşturulmuş ve export edilerek BDT ortamına verilmiştir. Aslında süreç, BDT ortamından SEA ortamına aktarılmış olan modellere ait yolculuğun tam tersi olarak düşünülebilir. Burada yüzey modeli mesh model yardımıyla oluşturulmuştur.



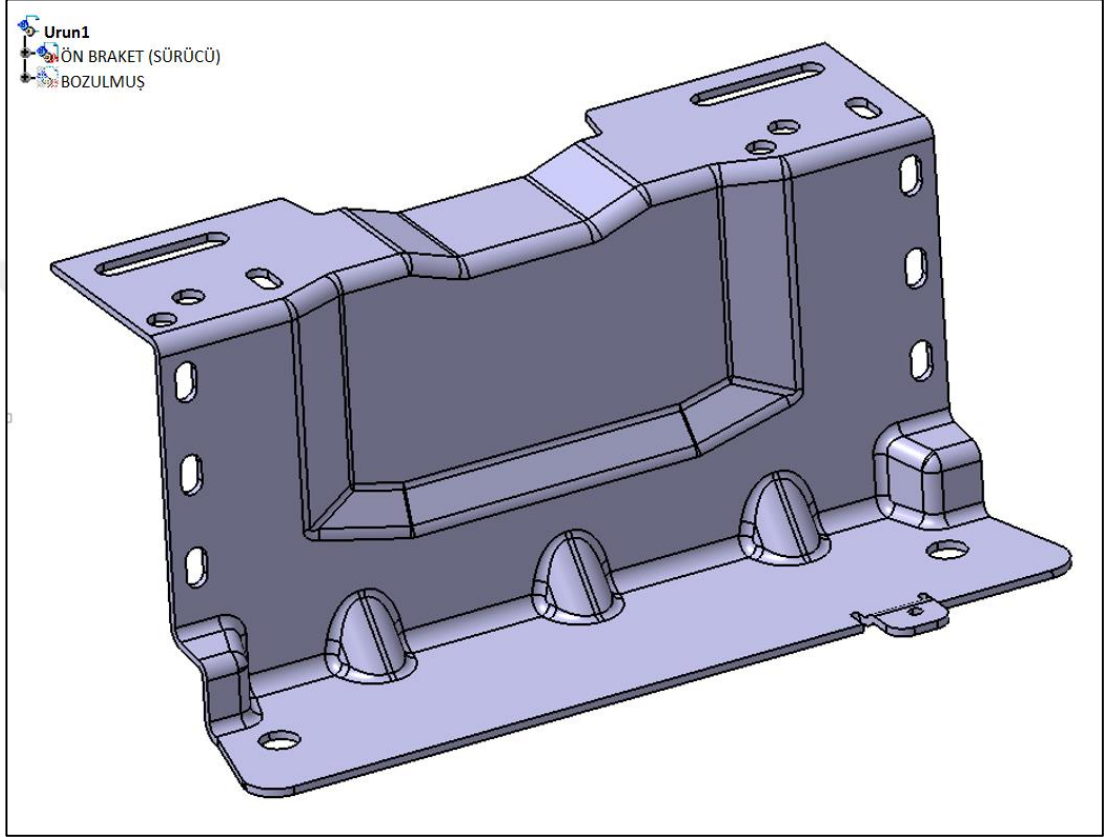
**Şekil 4.23:** Optimizasyon sonrası örgü yapısı.

Mesh modellerine dayanan yüzeylerin kalitesi genellikle düşüktür. Bu nedenle yüzey modelinin CATIA vasıtasıyla düzeltilmesi gerekmektedir. Doğru sonuç, sac metal üretim teknikleri ve optimizasyondan sonra ortaya çıkan yapı dikkate alındığında hedeflenmelidir. Böylece AEK R14 emniyet kemerine çekme testine eklenecek SEA modeli içeren parça, görevini daha istikrarlı ve en iyi şekilde yerine getirebilir. Mesh tabanlı yüzeyin BDT modeline uyarlanması gösterilmektedir (Şekil 4.24).



**Şekil 4.24:** Örgü tabanlı yüzeyin BDT modeline uyarlanması.

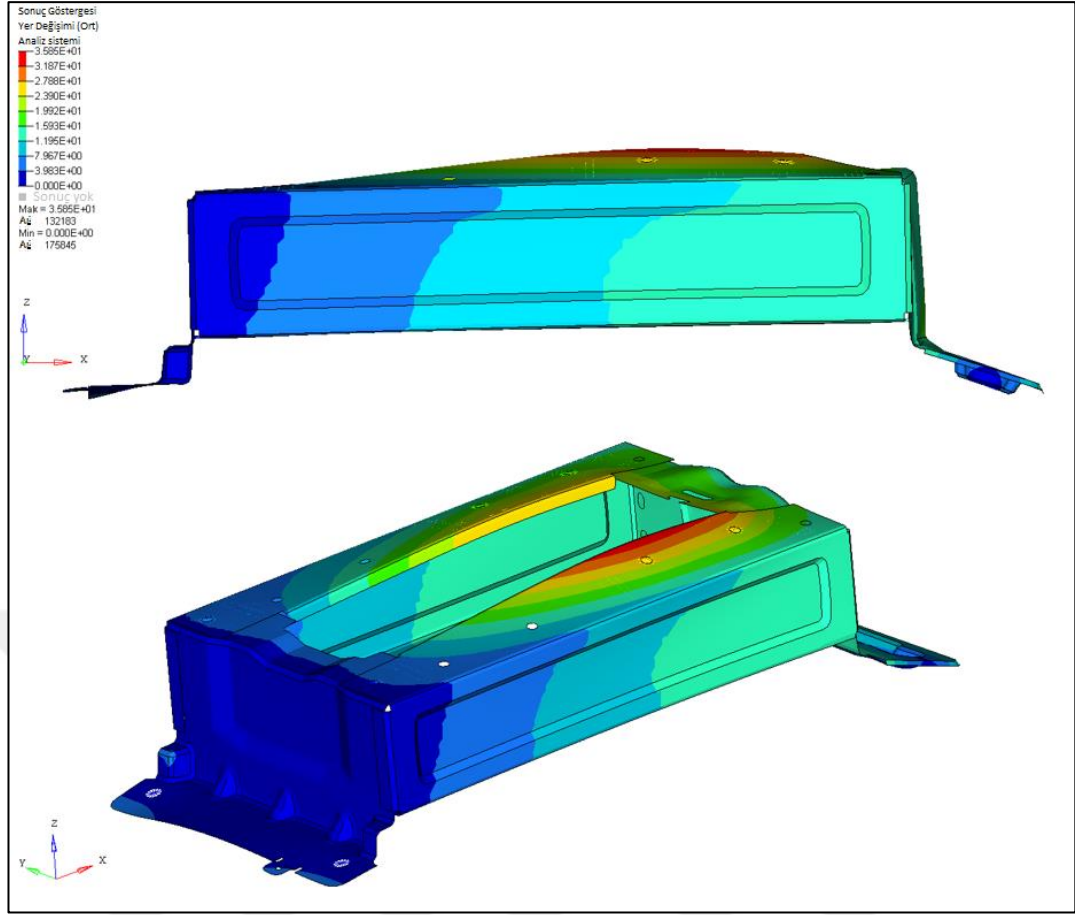
Ön braket yüzeyi BDT modeline aktarılırken bu parçanın görsel olduğu göz önünde bulundurulması gerekir. Parça koltuğun önünden görülebildiğinden, tasarım yalnızca optimizasyon sonuçları ile değil, aynı zamanda görsel açıdan da yapılmalıdır. Bunun dışında, araç bağlantıları ve araç tabanı şekli de çalışmayı etkiler. BDT modeli CATIA'da oluşturulmuş ve görsel açıdan optimizasyon göz önüne alınarak sonuçlandırılmıştır (Şekil 4.25).



**Şekil 4.25:** CATIA'da oluşturulan BDT modeli.

İlgili tasarım çalışmaları yürütülürken sac parça kalıpcılığı, üretim teknikleri ve toleranslandırma hususlarına dikkat edilmiştir. Belirtilen tüm detaylar parçanın üretilebilirlik, dayanım, kalite açısından kontrol edilebilirlik, diğer referanslarla olan uyumu ve montaj gibi birçok hususunu etkilemektedir. Bu nedenle tasarımcı tasarım esnasında planlı bir şekilde çalışmalı, tüm detaylara dikkat ederek ilerlemelidir.

Tüm detaylar göz önünde bulundurularak tamamlanan çalışmanın optimizasyon öncesi/sonrası sonuçları, optimizasyonun çekme modeli için yararlı olup olmadığını görmek için karşılaştırılır. Ön braketini optimize edildiğinde sonuç yine uygun ve ilk sonuca göre daha iyi çıkmıştır (Şekil 4.26).



**Şekil 4.26:** Optimize edilmiş ön braket sonuçları.

Bu simülasyon ile toplam yer değiştirme ve ağırlık koşulları iyileştirilmiştir. Yer değiştirme değeri başlangıç modeliyle 39 mm olan model, optimizasyon sonrasında 35,8 mm'ye düşürülmüştür. Aynı zamanda ağırlık 6931 gr'dan 3576 gr'a düşürülmüştür ki bu ticari araç sürücü koltuğu için gerçekten önemli bir ağırlık değişimidir. Bu noktada alüminyum tasarım daha iyi ağırlık ve yer değiştirme sonuçları sağladığı için, 3 mm kalınlığında dondurulmalıdır.

#### 4.2.2.2 Titanyum gövde – ikinci adım

Alüminyum malzeme kullanıldıktan sonra, tüm işlem adımları titanyum malzeme kullanılarak tekrarlanmış ve yinelenmiştir. Ortaya çıkan ağırlık değişimi ve deplasman değerleri sonunda değerlendirilmiştir.

Çalışmalarda öncelikle arka braket kullanılacaktır. Bunun nedeni, emniyet kemeri çekme testinin arka bağlantı deliklerini etkilemesi ve bu nedenle arka destekteki her değişikliğin, işin gerçek değişkenliğini etkiliyor olmasıdır. Sonuçlara bağlı olarak ön dirsek daha sonra ele alınmıştır.

Optimizasyon esnasında kullanılan titanyum malzemenin mekanik özellikleri [28]:

Elastisite Modülü (E) : 116 GPa

Yoğunluk (d) : 4,5 gr/cm<sup>3</sup>

Poisson oranı (v) : 0,34

Çeşitli deneme ve çalışmalardan sonra ortaya çıkan durum özetlenmiştir (Çizelge 4.3). Bu karşılaştırmaya göre, çalışmalar için 2.5 mm kalınlığında bir titanyum malzeme seçmek daha mantıklı olacaktır.

**Çizelge 4.3:** Malzeme ve kalınlık için sonuç karşılaştırması.

Sac Kalınlığı (mm)	Deplasman (mm)	Toplam Ağırlık (gr)
Titanyum - 2.0	56,0	3973
Titanyum - 2.5	33,3	4966
Titanyum - 3.0	21,7	5959
İlk sac metal model - 2.0	39,0	6931
Optimize sac metal - 2.0	32,6	6939
Alüminyum model - 3.0	35,8	3576

Birkaç denemeye ait sonuçların karşılaştırması birlikte derlenmiştir ve görüldüğü gibi titanyum için yapılan çalışmalar ağırlık bakımından çok iyi sonuçlar vermemiştir. Yer değiştirme azaltılabilmektedir ancak ağırlık beklenenden fazla artmıştır. Aslında, ilk sac metal modeli düşünüldüğünde, yer değiştirme ve ağırlık titanyum ile düzelmiş gibi görünüyor; ancak alüminyum malzeme ile yapılan çalışmalar genel olarak daha iyi sonuç vermiştir. Titanyumun malzemenin elastisite modülü alüminyumdan daha yüksektir, ancak diğer yandan yoğunluğu da yüksektir. Bu nedenle asıl modelde şu an için alüminyum model ön plandadır ancak nihai karar karşılaştırmalarında titanyum için 2,5 mm kalınlık değerlendirilecektir.

#### 4.2.2.3 Magnezyum gövde – üçüncü adım

Alüminyum ve titanyum malzemeden yapılan çalışmalardan sonra, tüm işlem adımları magnezyum malzeme kullanılarak tekrarlanmıştır. Ortaya çıkan ağırlık değişimi ve deplasman değerleri çalışmanın sonunda değerlendirilerek paylaşılmıştır. Yapılan değerlendirme, magnezyum malzeme ile ilerlenmesinin uygunluğunu ortaya çıkarmakta yardımcı olmaktadır.

Yine çalışmalarda arka braket kullanılmıştır. Bunun nedeni, emniyet kemeri çekme testinin arka bağlantı deliklerini etkilemesi ve bu nedenle arka destekteki her değişikliğin, komple modelin sonuçlarını doğrudan etkiliyor olmasıdır. Sonuçlara bağlı olarak ön braketin çalışması hemen sonrasında düşünülmüştür.

Optimizasyon sonrasında kullanılan magnezyum malzemenin mekanik özellikleri aşağıda paylaşılmıştır [29]:

Elastisite Modülü (E) : 45 GPa

Yoğunluk (d) : 1,85 gr/cm<sup>3</sup>

Poisson oranı (v) : 0,3

Özet, Çizelge 4.4'te gösterilmektedir. Bu karşılaştırmaya göre, çalışmalar için 4 mm magnezyum kalınlığı seçmek daha iyi olacaktır.

**Çizelge 4.4:** Magnezyum malzeme ile sonuç karşılaştırması.

Sac Kalınlığı (mm)	Deplasman (mm)	Toplam Ağırlık (gr)
Magnezyum - 3,0	56,9	2455
Magnezyum - 3,5	39,5	2858
Magnezyum - 4,0	28,7	3267
Titanyum - 2.5	33,3	4966
İlk sac metal model - 2.0	39,0	6931
Optimize ilk metal - 2.0	32,6	6939
Alüminyum model - 3.0	35,8	3576

Magnezyum çalışması incelendiğinde iyi sonuçlar alınmıştır. İlk önce, düşük tabaka kalınlıklarında yüksek yer değiştirme değerleri elde edilmiştir. Bununla birlikte tabaka kalınlığındaki artış ile yer değiştirme değeri azalmıştır.

Magnezyum malzemenin avantajı, düşük bir yoğunluğa sahip olması ve bu nedenle de ağırlık artışının kullanılan diğer malzemelerden daha uygun olmasıdır. Aynı zamanda yer değiştirme değerlerinde uygun seviyede kalmasıdır. Genelde, sacın kullanıldığı ilk modelden daha düşük ağırlık ve deplasman değerleri sağlanmaktadır. Genel karşılaştırmada, 4 mm kalınlığında magnezyum dikkate alınmış ve fayda tablosunda da bu kalınlıktaki saca ait sonuçlar göz önünde bulundurulmuştur.



#### 4.2.2.4 Karbon fiber katkıli plastik (kompozit) gövde – dördüncü adım

Günümüzde hafiflik, maliyet, verimlilik gibi çeşitli nedenlerle pek çok yerde plastik malzemeler metalin yerini almaya başlamıştır. Geçmişten günümüze kadar, plastiğin üretilebilirliği ve kullanılabilirliği artmış ve yaygınlaşmıştır. Plastik tecrübesi arttıkça, daha ayrıntılı çalışmalarla farklı çözümler ortaya çıkmaktadır. Plastik malzemelerin dayanım beklenen yerlerde kullanılması hala zaman almaktadır fakat çeşitli katkılarla farklı çözümler yayılmaya başlamıştır. Bu çalışmada, dayanım beklenmekte ve aynı zamanda ağırlığın belirli bir seviyenin altında tutulması istenmektedir. Hem hafif hem de dayanıklı ürünler üretmek için takviye edici katkı maddeleri kullanılmış ve kullanılan katıkların seviyesini ayarlayarak uygun mukavemet noktasına ulaşmayı amaçlanmıştır.

Bu çalışmada, PA66 ICF40 (kompozit) kullanılarak, geleneksel plastik malzemelerin ağırlığı hedeflenirken, aynı zamanda geleneksel plastiklere kıyasla daha yüksek mukavemet aranmıştır. Aşağıda karşılaştırması yapılan sonuçlara baktığımızda geleneksel plastik malzemelerle yakalanamayacak değerlerin elde edildiği görülebilmektedir.

Optimizasyon çalışması esnasında PA66 ICF40 için kullanılan mekanik özellikler aşağıda paylaşılmıştır [30]:

Elastisite Modülü	(E) : 32 GPa
Yoğunluk	(d) : 1,31 gr/cm <sup>3</sup>
Poisson oranı	(v) : 0,35

**Çizelge 4.5:** PA66 ICF40 ile diğer malzeme sonuçlarının karşılaştırması.

Sac Kalınlığı (mm)	Deplasman (mm)	Toplam Ağırlık (gr)
PA66 ICF40 - 3.0	79,2	1735
PA66 ICF40 - 4.0	39,9	2313
PA66 ICF40 - 5.0	23,3	2891
Magnezyum - 4,0	28,7	3267
Titanyum - 2.5	33,3	4966
İlk sac metal model - 2.0	39,0	6931
Optimize ilk model - 2.0	32,6	6939
Alüminyum model - 3.0	35,8	3576

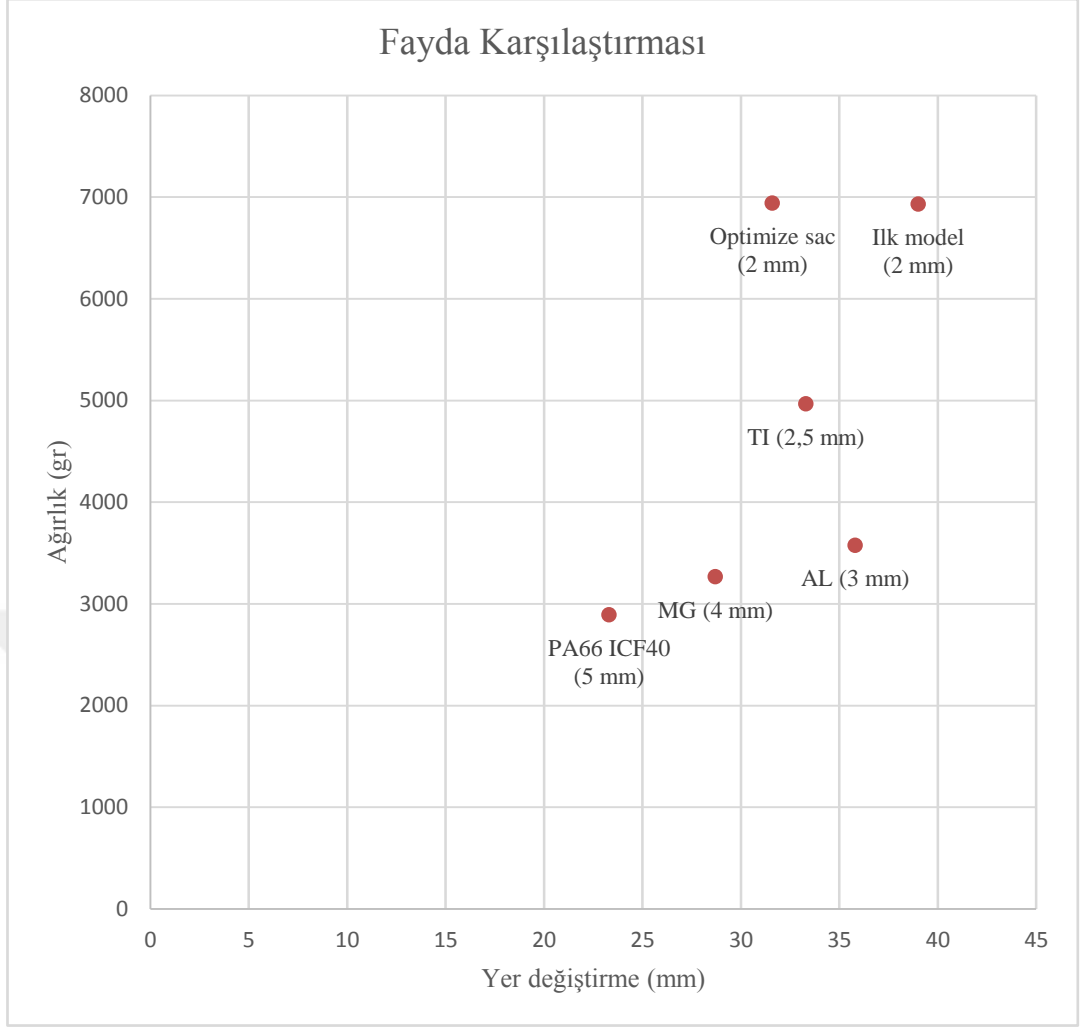
Görüldüğü üzere kompozit malzemeler (CF ile güçlendirilmiş PA) yoğunluk bakımından iyidir, ayrıca diğer malzemelere göre - en azından bu çalışma için - mukavemet değeri uygun çıkmıştır. Burada kaçırılmaması gereken nokta, enjeksiyonla yapılabilen üretimin, adaptör resminde görüldüğü şekilde değil, kalıplama yöntemlerine uygun olarak tasarlanması gerektiğidir. Bu çalışmada, adaptör montajı altında 4 farklı tabaka bulunmaktadır ve bu tabakalar kaynak yöntemleriyle birleştirilmiştir. Plastik malzeme seçildiğinde, bu montaj prosedürü adaptörden çıkarılır, mümkünse tek parça üretim dikkate alınarak, önemli alanlar federler ile desteklenecek, belki de daha yüksek mukavemette ve daha düşük ağırlık elde edilecektir.

Diğer bir nokta ise, plastik malzemelerde belirtilen kalınlıkların üretilmesi pratikte büyük problem yaratmaktadır. Kalınlığı yüksek oranda arttırmak yerine destek elemanları tarafından iç kuvvetlendirme yapılmalıdır. Böylece, malzeme kalınlığı düşük kalır, shrinking (çökme) olasılığı daha az olur. Optimizasyon çalışmasında, PA66 ICF40 malzemesinin kullanımı, diğer tasarımlarla malzeme karşılaştırması yapılarak değerlendirilmiş ve diğer malzemelere göre iyi seviyede bulunmaktadır. Bununla birlikte, üretim gibi ileri detaylar nedeni ile belirtilen kalınlık problem yaratacaktır. Plastik enjeksiyon yöntemleri nedeniyle yüksek kalınlıkların üretilmesi mümkün olmayabileceği unutulmamalıdır. Yine de genel karşılaştırma grafiğinde en iyi sonucu veren 5 mm'lik çalışma dahil edilmiştir.

#### **4.2.2.5 Her malzemeye ait en iyi sonucun karşılaştırılması**

Aşağıda görüldüğü üzere, adaptör grubunda kullanılan malzeme tipi, kalınlık, vb. gibi değişkenler, yer değiştirmelerde ve ağırlıklar karşılaştırmasında tek tek gösterilmiştir (Şekil 4.27). Buradaki amaç, yer değiştirmenin ve ağırlığın en düşük seviyede olmasını sağlamaktır. Dolayısıyla, orijin noktasına en yakın çözüm, ağırlık/yer değiştirme kıstasları açısından en iyi sonucu vermiş kabul edilebilir.

Sonuçlandırılmış karşılaştırmada, PA66 ICF40 en büyük avantaja sahiptir. Ancak kalınlığın yüksek olması nedeniyle bu parçanın üretilmesi zor olacaktır. Bu kalınlık için, ek rib ve federler dahil edilmeli ve daha sonra bu kalınlıkta olduğu gibi sayılmalıdır. Fakat yüksek miktarda rib ve federlerin eklenmesi gelecekteki çalışmanın konusu olacaktır.

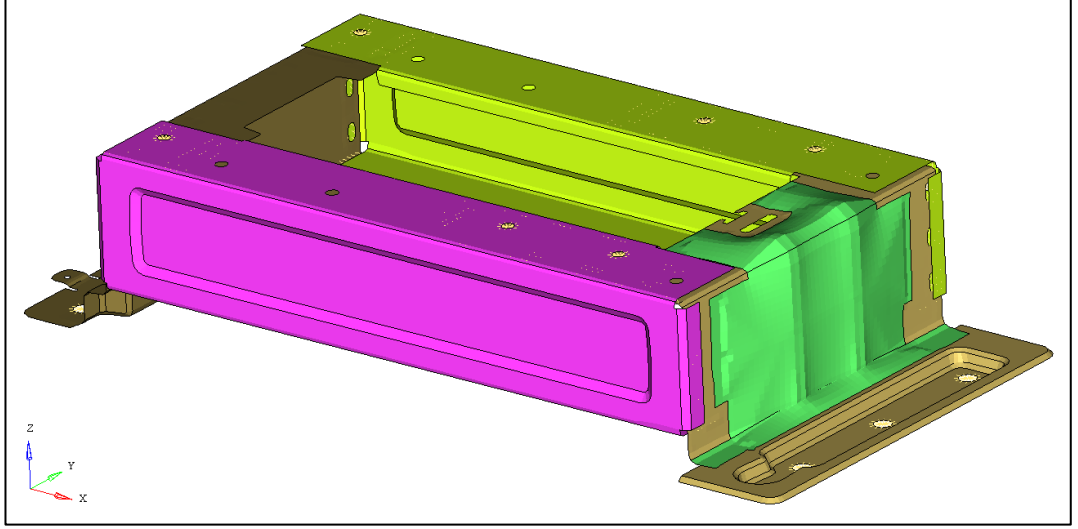


**Şekil 4.27:** Ağırlık/yer değiştirme sonuçlarının final karşılaştırması.

Böylece bir sonraki avantaj, belirtilen orijin noktasına en yakın olan 4mm kalınlığında magnezyum tarafından elde edilmiştir. Bu avantaj, malzemelerin geri kalanına kıyasla düşük yer değiştirme ve ağırlık ile açıklanabilmektedir. Seçilen model, tüm yapılan çalışmalara tekrar aktarılarak son kez güncellenecek ve nihai durum, çalışma sonunda paylaşılacaktır.

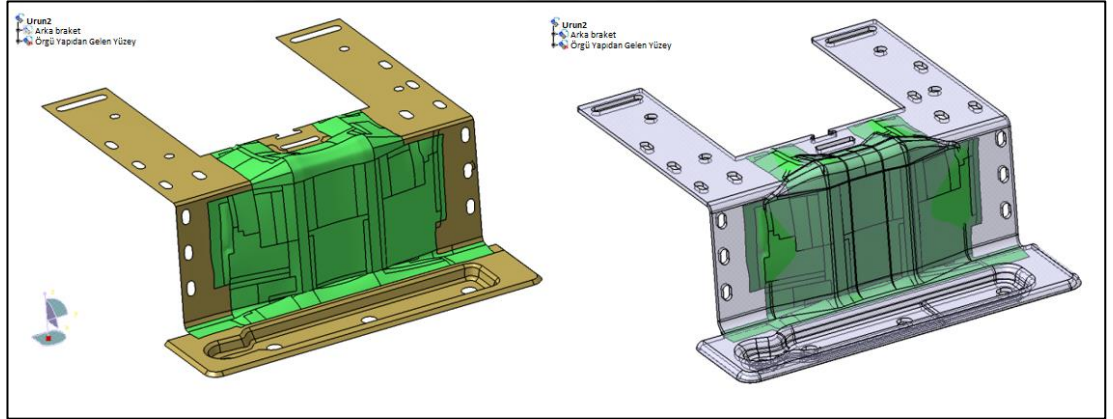
#### **4.2.2.6 Nihai magnezyum adaptör grubu**

Magnezyum malzemenin kullanıldığı adaptörü tamamlamak için arka arkaya çeşitli optimizasyonlar gerçekleştirilmiştir. Yapılan işin bir sonucu olarak, emniyet kemeri testine adapte edilecek çıktılar daha da geliştirilmiştir. Örnek olarak, form/nervür yüksekliği imalat tekniklerine bakılarak daha da arttırılmış ve 60 mm seviyelerine çıkartılmıştır. Böylece, çekme testine dayanımın artması planlanmıştır (Şekil 4.28).



**Şekil 4.28:** 4 mm kalınlıktaki magnezyum optimizasyon sonuçları.

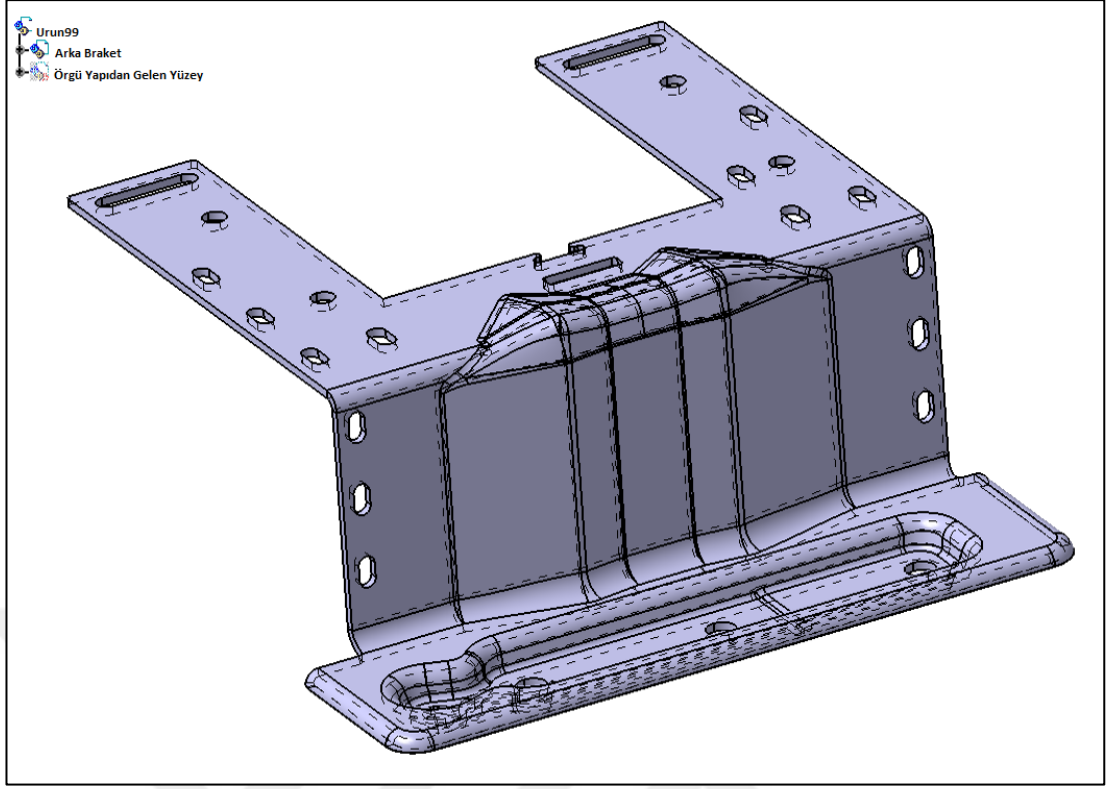
Sonuçlar önceki çalışmalardaki gibi export edilir ve daha sonra BDT modeli oluşturmak için dışa aktarılır. Ortaya çıkan sonuç Şekil 4.29'da gösterilmektedir.



**Şekil 4.29:** Son optimizasyon sonuçlarının adapte edilmesi.

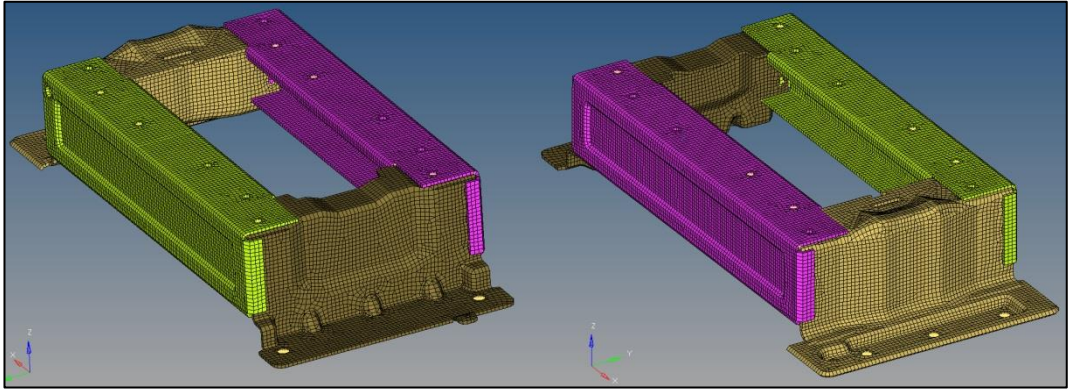
Örgü & ağ (mesh) modellerine dayanan yüzeylerin kalitesi genellikle düşüktür. Bu nedenle yüzey CATIA programı vasıtasıyla düzeltilir. Doğru sonuç, sac metal üretim teknikleri ve optimizasyondan sonra ortaya çıkan yapı dikkate alındığında yakalanmıştır. Bu nedenle AEK R14 emniyet kemerine adapte edilecek olan SEA modeli, görevini daha istikrarlı ve en iyi şekilde yerine getirebilir. Aşağıda en yeni BDT modeli gösterilmektedir (Şekil 4.30).

Daha önce de belirtildiği üzere, tasarımcı çalışması esnasında üretim teknikleri, toleranslandırma, diğer parçalarla uyum, montajlanabilirlik, kalite ölçütlerine uygunluk, vb. gibi önemli noktaları göz önünde bulundurmalıdır.



**Şekil 4.30:** En güncel arka braket modeli.

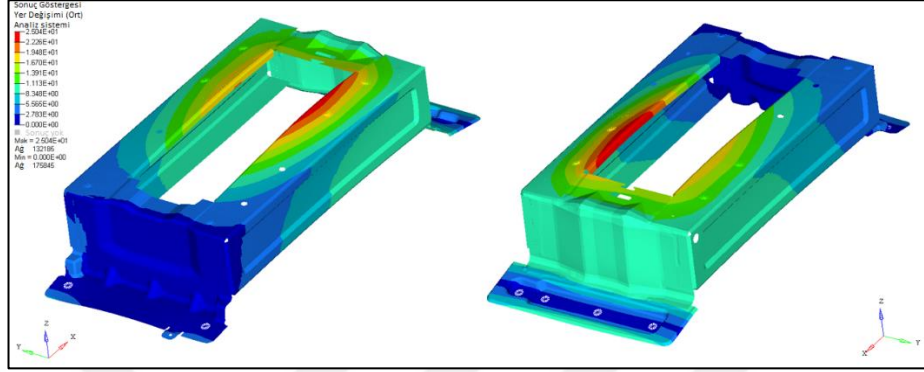
Adaptör için çekme simülasyon modeli yeni BDT verilerinden bir kez daha hazırlanmıştır. Buradaki amaç, kaliteli (fine) mesh farkını görmektir. Yeni BDT verilerine dayanan ve fine mesh'li yeni model, Şekil 4.31'de gösterilmektedir.



**Şekil 4.31:** Son haline gelmiş kaliteli mesh modeli.

Analiz tamamlandıktan sonra, fine mesh yapıları analizin fiili sonuçları elde edilmiştir. Kaliteli mesh yapısı kullanıldığında sonuç daha doğru olarak değerlendirilebilir. Sonuç diğer modellerden daha iyi olduğu için bu modelle sonraki aşamalara geçmek mümkündür. Böylece veriler komple AEK R14 emniyet kemeri statik çekme modeline adapte edilecektir.

Şekil 4.32'de, kaliteli mesh kullanılarak yapılan analizin sonucu gösterilmektedir. Bu analiz sonucunda deplasman değeri 25.0 mm seviyesinde gözlemlenmiştir. Magnezyum gövdenin ilk optimizasyonu ile değer 28.7 mm civarındayken, hem kiriş yüksekliğinin 10 mm artırılması hem de kaliteli mesh ile yeniden oluşturulması ile değer 28,7 mm'den 25 mm'ye düşürülmüştür.



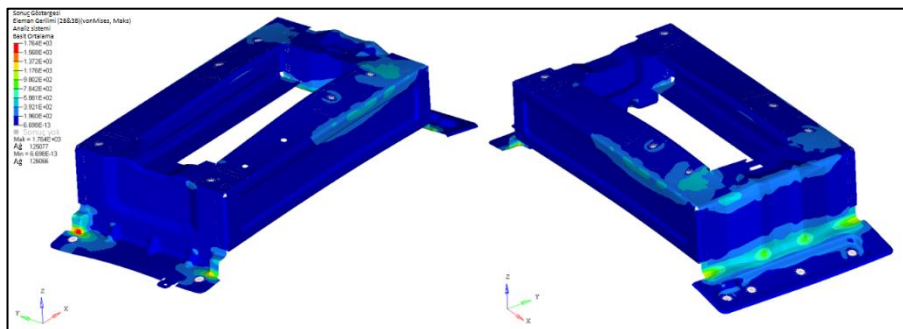
Şekil 4.32: Nihai modelin deplasman sonucu.

Modelin hemen optimizasyon sonrasında yapılan analizi ve BDT datasından türetilen, yeniden çalışılmış modelin analizi karşılaştırılmıştır. Bilindiği gibi optimizasyon sonrasında oluşan model kalitesiz mesh'ten oluşur. Kalitesiz mesh yapısı düzeltildiğinde ortaya çıkan özet durum Çizelge 4.6'da gösterilmektedir.

Çizelge 4.6: Kaliteli ve kalitesiz mesh karşılaştırması.

Model	Deplasman (mm)	Toplam Ağırlık (gr)
Optimizasyon sonuç datası	28,7	3267
BDT datadan türetilen data	25	3264

Şekil 4.33'te, nihai modelin gerilme çıktısı izlenir. Stres seviyeleri aynı zamanda form ilaveleri ile düşürülmüştür. Yüksek stres seviyesine sahip ve yükleri kesitsel taşıyan köşe bölgeleri, formlar ile güçlendirilmiş ve gelen yük paylaşılmıştır.



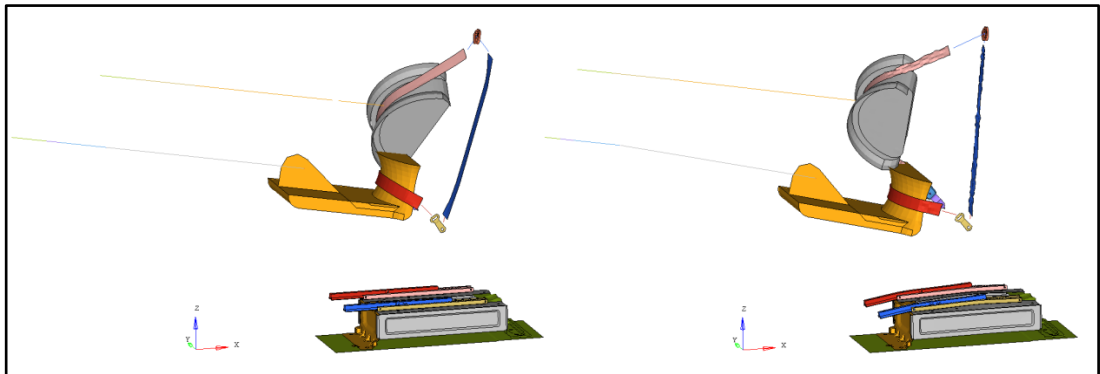
Şekil 4.33: Son modelin stres sonuçları.

#### 4.2.2.7 Analizlerin zamana bağı ve doğrusal olmayan modellerle tekrarlanması

Bu çalışmada, optimizasyonun sonrasında elde edilen sonuçlar korelasyona tabi tutulacaktır. Hedef, komple adaptör grubunun sonuçlarının zamana bağı (explicit) çekme eğrisi ile doğru sonuçları verdiğini teyit etmek ve böylece kendi içinde karşılaştırmalar yapmaktır. Fakat burada bütün FE modelinin simülasyon süresinin uzunluğu çalışmayı oldukça uzatmaktadır. Bu nedenle, non-linear explicit analizlerini ayrı ayrı görmek istersek de, tüm modellerin sonuçlarının alınması toplamda yaklaşık 9 gün alacaktır. Bu durumdan dolayı model sadece adaptör grubunu içerecek şekilde sadeleştirilmiş ve diğer modellerle bu şekilde karşılaştırılmıştır.

Yapılan çalışmada alt gruba indirgenmiş model, sub modeling mantığı ile çalışmaktadır. Adaptör grubuna etki eden kuvvetler yorumlandıktan sonra, yeni çalışmanın adaptör modeline aktarımı ile daha kısa bir sürede çözüm alınacaktır. Dolayısıyla, kısa sürede tüm malzeme modelleri tamamlanmış olur. Bu durum daha kararlı çözümler ve daha kararlı seçimler anlamına gelir.

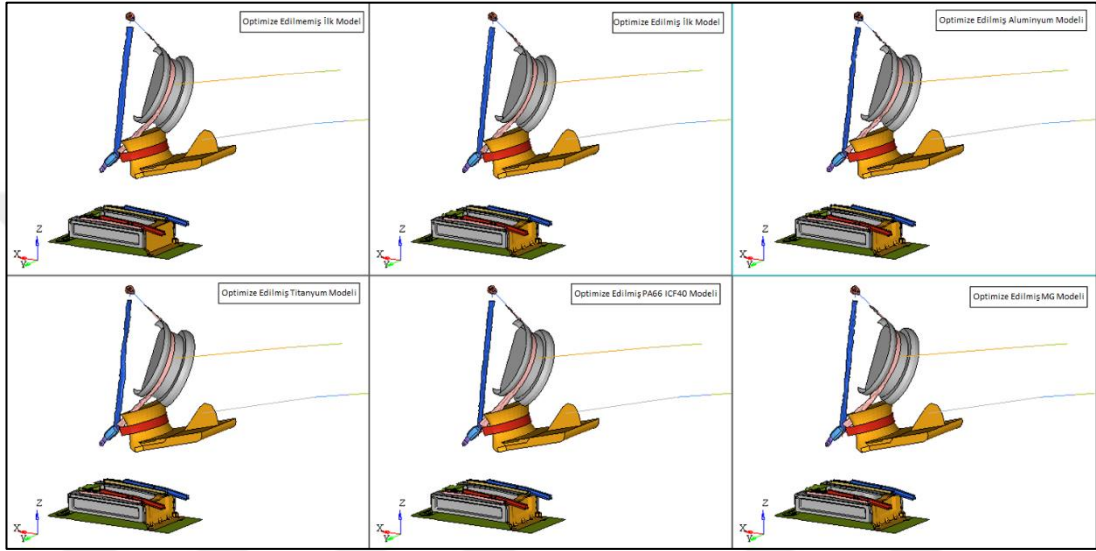
Öncelikle, modelin daha basit nasıl yapılacağı ve yalnızca yüklerin gruba nasıl aktarılacağı belirlenmiştir. Görüldüğü gibi doğrudan adaptörü etkileyeceği için kızak grubu ve kuvvetin uygulandığı çekme blokları modelde bırakılmıştır (Şekil 4.34). Bu şekilde yapıldığında komple model ile alınan davranışın alt modelde de tam olarak doğrudan elde edilmesi mümkün değildir. Fakat farklı malzeme türlerinin kendi içlerindeki karşılaştırılmasında kesin olarak doğrudur. Bu nedenle, güvenilir bir yöntemdir ve yaygın olarak uygulanır.



Şekil 4.34: Alt modelin analiz öncesi/sonrası davranışı.

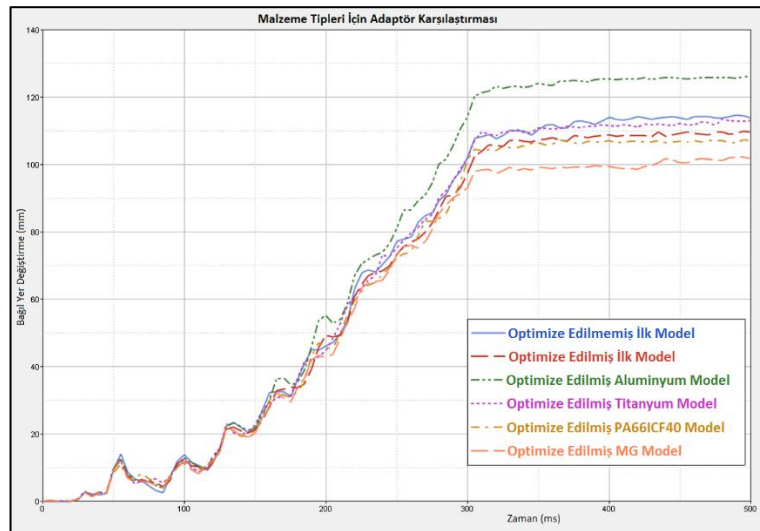
Farklı malzemelerle çözülen farklı modellerin sonuçları alınarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Karşılaştırmayı yapmak için kullanılan sonuçlar, her modelde bulunan belirli bir bölgedeki noktanın hareketi izlenerek alınmıştır.

Buradaki noktanın hareketi az olması, adaptörün grubunun dayanımını simgelediği için yine az olan deplasman değeri takip edilecektir. Aşağıda gösterildiği gibi, explicit / non-linear olarak tekrarlanan ayrı analizlerin sonuçları bir arada gösterilmiştir (Şekil 4.35).



Şekil 4.35: Alt modellerin karşılaştırılması.

Bu modellerin sonuçları eğriler halinde oluşturulmuş ve bir arada yorumlanmıştır (Şekil 4.36). Daha az yer değiştirme, daha fazla dayanıklılık anlamına geldiğinden, eğriler arasındaki en az yer değiştirme ortaya çıkmıştır.



Şekil 4.36: Farklı modellerin sonuç eğrisi karşılaştırması.



Karşılaştırma eğrilerinden görüldüğü üzere optimizasyon çalışmasında yer almayan ana modelin yer değiştirme sonucu az da olsa kötüdür. Dikkat edilmesi gereken nokta bu modelin 2 mm kalınlığında sacdan yapılması ve bu nedenle bu tür malzeme ile değerlerin az oranda kötü çıkmasıdır. Burada karşılaştırılacak değer, optimize edilmemiş ilk metal model ile optimize edilmiş ikinci sac metal modeli arasındaki deplasman farkıdır. Eğrilerden de bu modeller arasında bir yer değiştirme farkı olduğu görülmektedir. Sadece sac metal tarafını yorumlamak gerekirse, optimizasyon yapıldığında çalışmanın sonucunda daha iyi sonuçlar elde edildiği ortaya çıkmıştır.

Diğer eğriler incelendiğinde sonuçlar kademeli olarak düzelmiş görünmektedir. Köklü bir farktan ziyade daha düşük basamaklarda iyileşme görülmesinin nedeni, mekanik özellikler açısından metalden daha zayıf malzemeler tercih edilmesi fakat modelde kalınlığın daha fazla olduğu tasarımlar seçilmiş olmasıdır. Ve bu elde edildiğinde deplasmanda ufak iyileştirmeler ama ağırlıkta çok yüksek hafiflik elde edilmiştir. Başka bir deyişle, daha zayıf bir malzeme ile daha güçlü bir yapı elde edilmiştir. Topografi optimizasyonu bu çalışmaya eklendiğinde, yer değiştirme / hafiflik özellikleri açısından sonuçlar çok etkilidir.

Sonuçlar arasında ikinci en uygun malzeme magnezyumdur. Belirli kalınlık değerinde mukavemet (yer değiştirme) / hafiflik açısından, diğer tüm modellerden daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. 4mm kalınlıktaki magnezyumun bulunabilirliği ve üretilebilirliği de fiyat açısından değerlendirilmelidir. Otomotiv endüstrisinde tercih edilmeye başlanmasına rağmen pahalı olan bu malzeme, görüldüğü gibi iyi sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, magnezyum malzemenin üzerinden geçerek daha detaylı bir gözlem yapılmalıdır. Ardından, tam modele uyarlanacaktır.

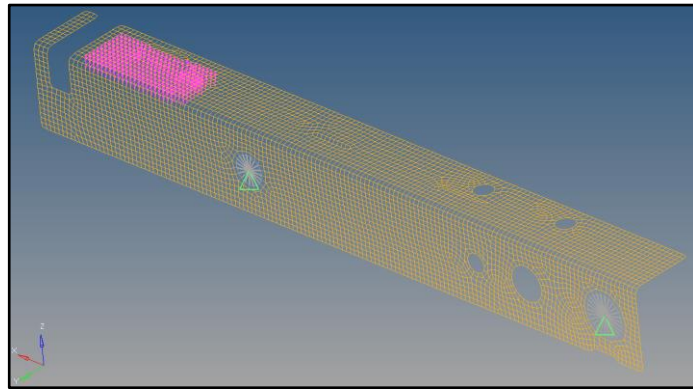
Bu çalışmanın ortaya çıkardığı bir diğer malzeme ise %40 karbon elyaf takviyeli Polyamid6.6'dır (kompozit olarak adlandırılır). Diğer malzemelere göre daha iyi bir sonuç ile en düşük yer değiştirme değerine sahip olmuştur. Özellikle rib, feder vb. gibi ek güçlendirmelerle, MG malzeme yerine kompozit malzemenin kullanılabilmesi mümkündür. Bununla birlikte PA66 ICF40, malzeme kalınlığı, üretim yöntemleri vb. gibi konular açısından çok iyi bir şekilde incelenmelidir. Bu gerekliliğin nedeni, ilgili malzemenin kolay erişilebilir olmadığı gerçeğinden kaynaklanmaktadır ve bu yapı özellikle kalıp tasarım aşamasında çalışılmalıdır.

Bu çalışmada düşünölen kalınlık aslında karşılaşılan kuvvetlere karşılık ulaşılın maksimum kalınlıktır. İlgili malzemenin üretimini göz önüne alındığında, bu kuvvet seviyesine daha ince kalınlıklar ve mukavemetler ile ulaşılabilceği tahmin edilmektedir. Çalışma devam ederken, kalıplama ve tasarım tekniklerini göz önüne almak kesinlikle gereklidir. Bu gereklilik gerçekleştirildiğinde aynı dayanıma sahip ve daha hafif adaptör grubunun elde edilebileceği öngörülmektedir. Bu nedenle, adaptör grubunu komple karbon elyaf takviyeli PA malzemedenden yapmak, farklı ve güzel bir çalışma çıkabilir. Ayrıca, bu çalışmada da devamlı elyaf yapısındaki katmanlı bir kompozit yapı düşünölebilir. Daha önce belirtildiği gibi bu konu gelecekteki farklı bir çalışmanın malzemesidir.

Diğer malzemelere de kısaca yorum yapmak gerekirse 2.5 mm kalınlığındaki titanyum malzemesi optimize edilmemiş metal malzemedenden biraz daha iyi çıkmıştır. Ancak diğer yandan titanyum malzemenin yoğunluğu yüksek olduğu için istenilen hafiflik tam olarak yakalanamamıştır. Bu çalışma ile elde edilen çıktı, titanyum malzemenin (GR2) istenilen seviyede dayanım / hafiflik sağlayamamasıdır. Bu nedenle, titanyum malzeme komple modelde tercih edilmemiştir.

#### 4.2.3 Üst braket

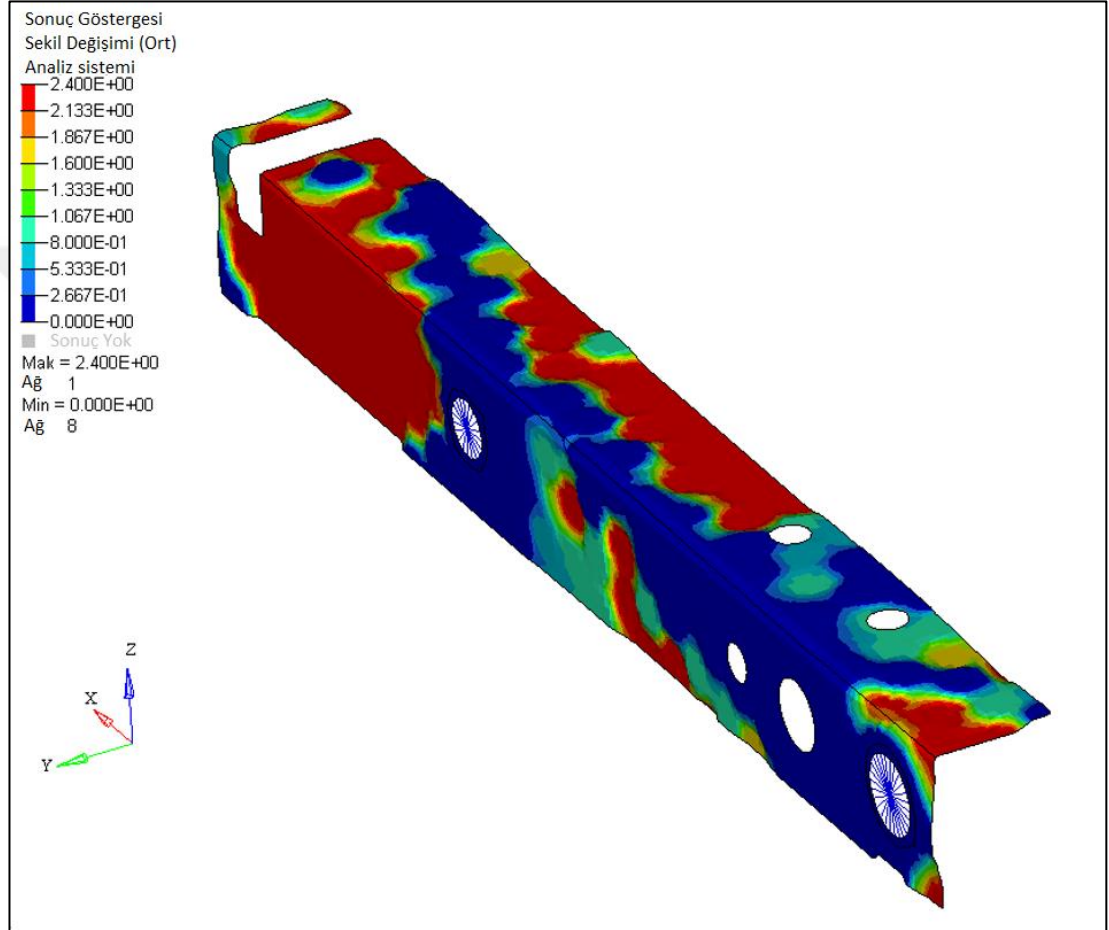
Son çalışma koltuğun oturma yüzeyinin üst kısmında kullanılan braketten aittir. Koltukta bu braketten iki adet kullanılması nedeni ile yapılacak hafiflik iki kat hafiflik sağlayacaktır. Ancak, aynı zamanda bir taşıma görevine sahip olan bu braketin eğilme kuvvetlerine karşı iyi durumda olması beklenmektedir. Bu nedenle, önce kalınlık azaltılmış, daha sonrasında ise güçlendirme için optimizasyon uygulanmıştır. Eğer gerekli olursa komple modelde malzeme kalitesi de dikkate alınacaktır. Sınır koşullarına sahip ilk model aşağıda gösterilmiştir (Şekil 4.37).



Şekil 4.37: Üst braketin sınır koşulları.

2 mm kalınlıktaki sac metal braketin ağırlığı yaklaşık 578 gr'dır. Ağırlığın azaltılması ve yer değiştirme sonucunun iyileştirilmesi için topografya optimizasyon yöntemi uygulanacaktır.

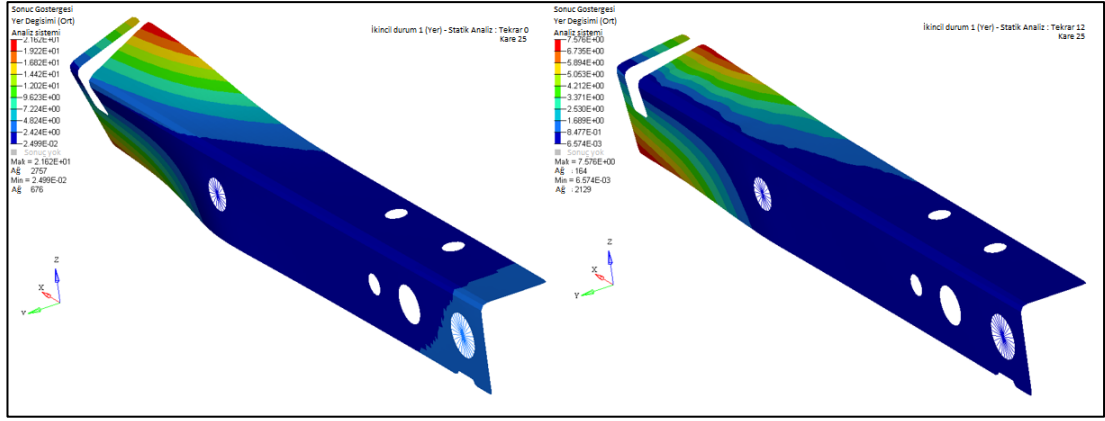
İlk optimizasyonun sonucu Şekil 4.38'de gösterilmektedir ve braketin üst kısmında içe doğru çöküntü yapmak, formları yan alanda da içeri doğru basmak gerekmiştir. Bu optimizasyon sonucu ile braket kalınlığı 1,5 mm'ye düşürülmüştür.



**Şekil 4.38:** Üst braketin topografya optimizasyonu sonucu elde edilen şekil değişim sonuçları.

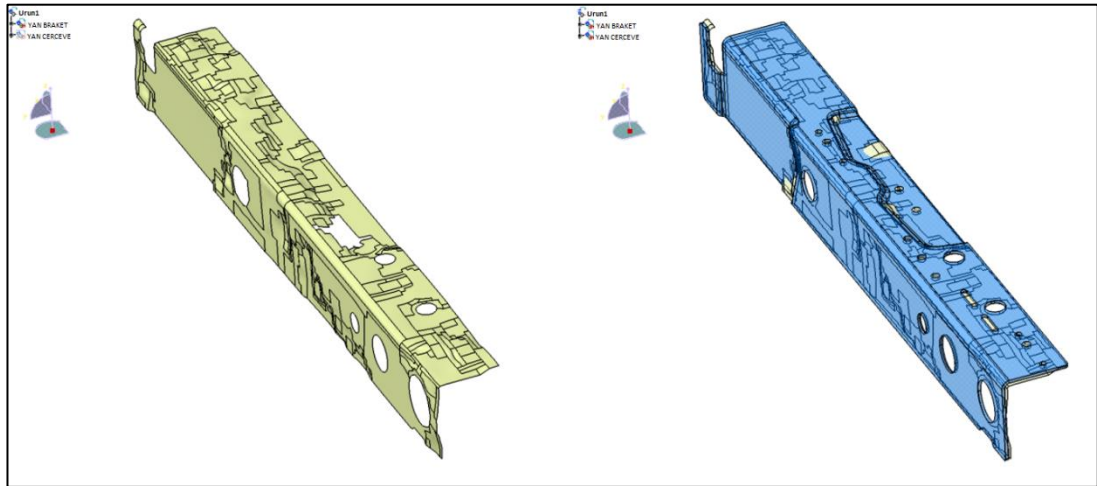
Topografya optimizasyonunun sonucu kalitesiz ağ / örgü (mesh) yapısına sahiptir. Yer değiştirme sonuçları optimizasyon öncesindeki ilk modelden daha iyi olduğu için, kaba ağ / örgü (mesh) modeli HyperMesh programı üzerinden tekrar modellenmiş ve optimizasyon sonuçları karşılaştırılmıştır (Şekil 4.39).

Yine daha önce belirtildiği üzere, çalışma ve kaliteli modelleme esnasında üretim teknikleri, toleranslandırma, diğer parçalarla uyum, montajlanabilirlik, kalite ölçütlerine uygunluk, vb. gibi önemli noktalar göz önünde bulundurulmalıdır.



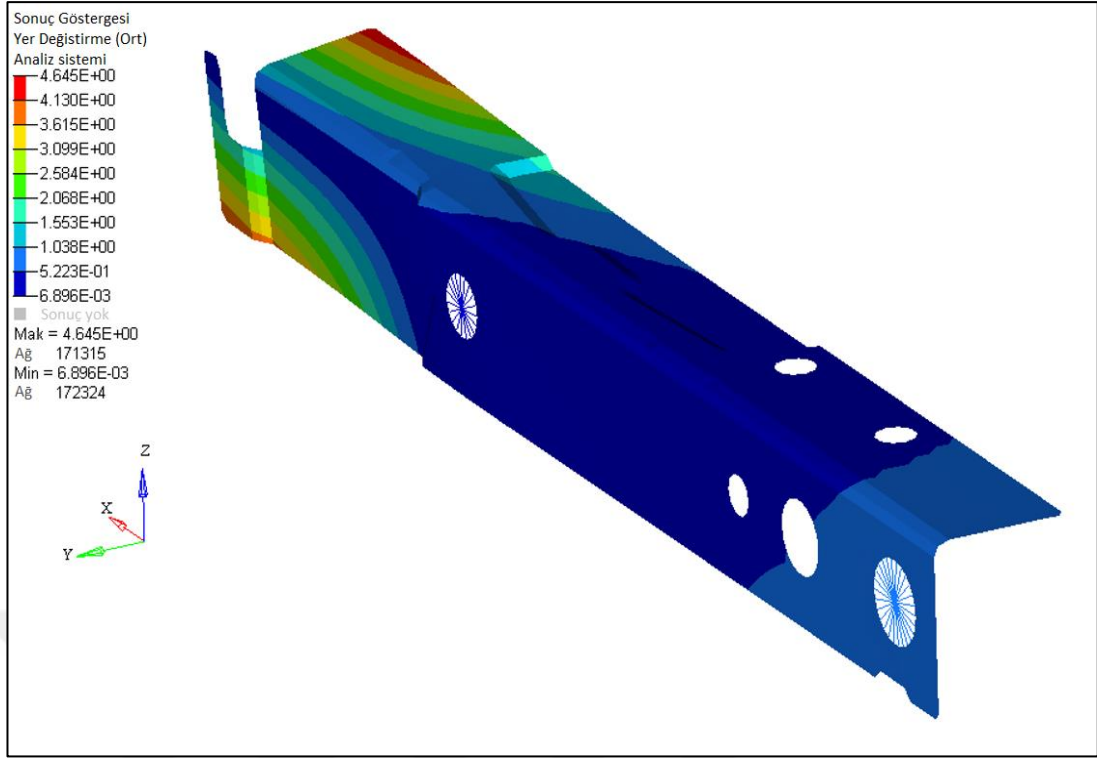
**Şekil 4.39:** Optimizasyon öncesi ve sonrasının deplasman karşılaştırması.

Yeni yüzey yapısı, optimizasyon esaslı ağ / örgü (mesh) modelinden türetilmiştir. Bundan sonra kalitesiz yüzey CATIA'ya aktarılır ve yüzey, daha iyi olacak şekilde BDT modeli ile tekrar tasarlanır. Optimizasyon sonucuna dayalı kalitesiz yüzey ve bu yüzeye dayanan yeni BDT modeli aşağıda gösterilmektedir (Şekil 4.40). Gösterilen şekilde model ve ağ / örgü (mesh) modeli üst üste sergilenmektedir. Ağ / örgü (mesh) yapısından gelen tüm detaylar BDT datasında da tekrarlanmıştır. Tekrarlama esnasında ağ / örgü (mesh) yapısı gereken bölgelerde uygun şekilde daha detaylı modellenmiş ve daha doğru sonuç alınması hedeflenmiştir.



**Şekil 4.40:** Kalitesiz yüzey ve bu yüzeyden türetilen BDT modeli.

Yeni BDT datası ile oluşturulan kaliteli model tekrar analiz edildiğinde, sonuç optimizasyon sonucu gibi tekrar olumludur. Ağ / örgü (mesh) yapısının kalitesi ile birlikte sonuçlar daha da iyileşmiştir. Kaliteli ağ / örgü (mesh) içeren son modele dayanan verilerin yer değiştirme sonuçlarını aşağıda gösterilmiştir (Şekil 4.41).



**Şekil 4.41:** Son hale gelmiş modelin deplasman sonuçları.

Sonuçlara göre model kalınlığı 2 mm'den 1.8 mm kalınlığa indirilebilmektedir. Böylece topografi optimizasyonu desteğiyle 578 gr olan braket ilk ağırlığı, 523 gr seviyesine düşürülmüştür. Ağırlık kazanımı 55 gr'dır ve bu braketin koltukta 2 olduğu düşünüldüğünde toplam 110 gr'lık bir hafifletme yapılmıştır. Malzeme güçlendirme gerekliliği ana emniyet kemeri çekme modelinde hesaba katılacaktır. Eğer malzeme iyileştirilmez ise fiyat artışı oluşmayacak, aksine ucuzlayacaktır.

### 4.3 Optimize Edilmiş AEK R14 Emniyet Kemerinin Çekme Modeli

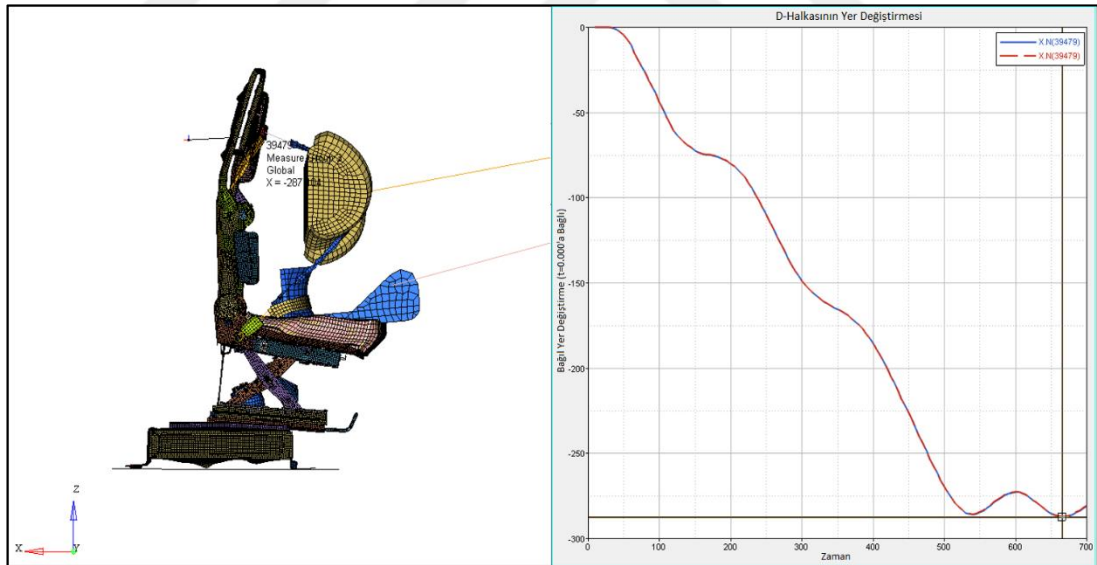
Optimizasyon çalışmalarının ardından elde edilen sonuçların eklenmesi ile komple AEK R14 emniyet kemeri çekme testi modeli hazırlanmıştır. Böylece optimizasyon çalışmasının genel modele katkısı gözlemlenebilecektir. Yapılan çalışma elbette her zaman genel sistemde yararlı olacak anlamına gelmemektedir. Kendi modelinde (adaptör montajında olduğu gibi) iyi çalışan grubun, bütün modelde aynı olumlu sonucu vermeme ihtimali bulunmaktadır. Bu olasılığın sebebi, optimizasyon yapılarak braket ya da grup güçlendirildikten sonra, sistemdeki en zayıf sıradaki bölgeyi daha fazla etkileme ihtimali bulunmasından kaynaklanmaktadır.

Optimizasyon çalışmasının nihai uygunluğu, bireysel veya alt grup analizlerinde değil, kullanılacak olan tüm modelde test edildikten sonra onaylanmalıdır.

Optimizasyon çalışmalarının da dahil edildiği model analize koşturulduktan sonra komple model sonucu elde edilmiştir. İyileştirilmiş (veya kötüleşmiş de olabilir) yer değiştirme değeri, sonuçlar incelendikten sonra yorumlanacaktır. Hafifletmenin gerçekleştiği bilindiğine göre, ilk nokta bir başarı olarak anılabilir. Aynı şekilde, yer değiştirme değerinin de olumlu olarak elde edilmesi, analiz sonuçlarını sonrasında belirlenecektir.

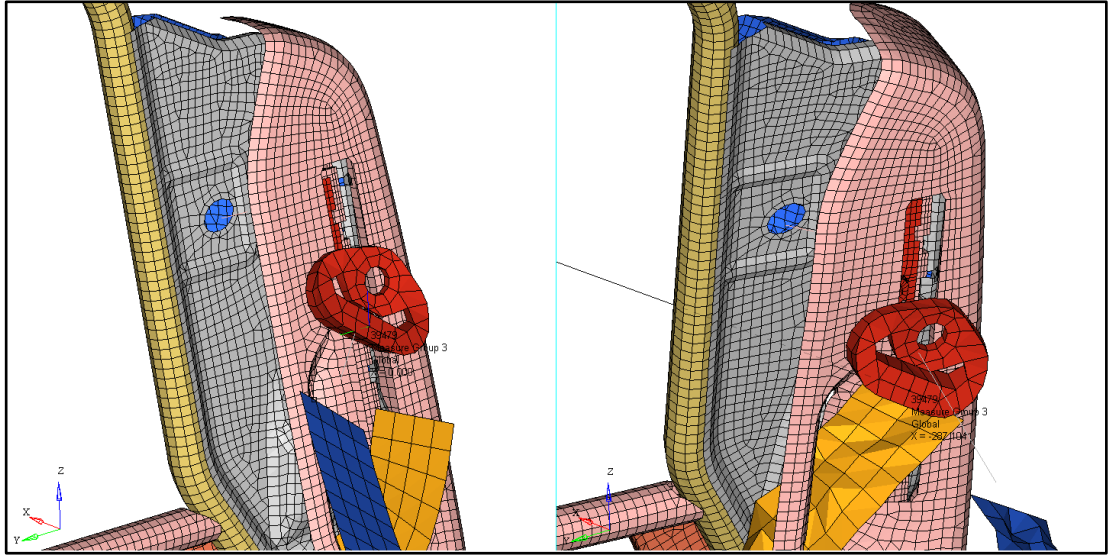
Nihai karar, yer değiştirme ve ağırlık değişiminin karşılaştırması ile yorumlanacak ve bir sonraki adımda eski çözüm ile karşılaştırılacaktır. Burada unutulmaması gereken nokta, sistemin kendisinin sağladığı faydalara ek olarak, üretilebilirlik ve maliyetlerin de göz önünde bulundurulmasıdır.

Şekil 4.42'de simüle edilen modelin yer değiştirme sonucu yanında çizilmiş eğri ile birlikte gösterilmiştir. Optimizasyon sonuçlarının adapte edildiği modelin en yüksek yer değiştirme sonucu 287 mm'dir.



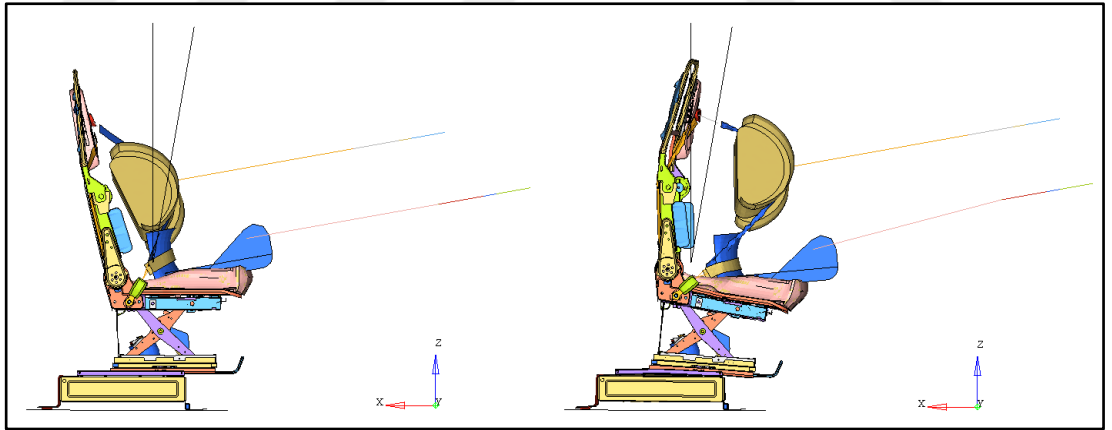
**Şekil 4.42:** Maksimum yer değiştirme sonucu.

Emniyet kemeri çekme testi için AEK R14 şartlarında tanımlandığı gibi; D- Halkası en ön noktası H-Noktasından sonra 10° çizgisini aşmamalıdır (Şekil 4.43). Bu modelde ilgili koşula ait sonuç olumlu durumdadır. Ayrıca ilk model sonucu alındıktan hemen sonra belirlenen hedef, deplasman seviyesini azaltmaktı. Son çalışmada ortaya çıktığı üzere, bu hedefe de ulaşılmıştır.



**Şekil 4.43:** Son hale gelmiş modelde D- Halkası ölçüm noktası.

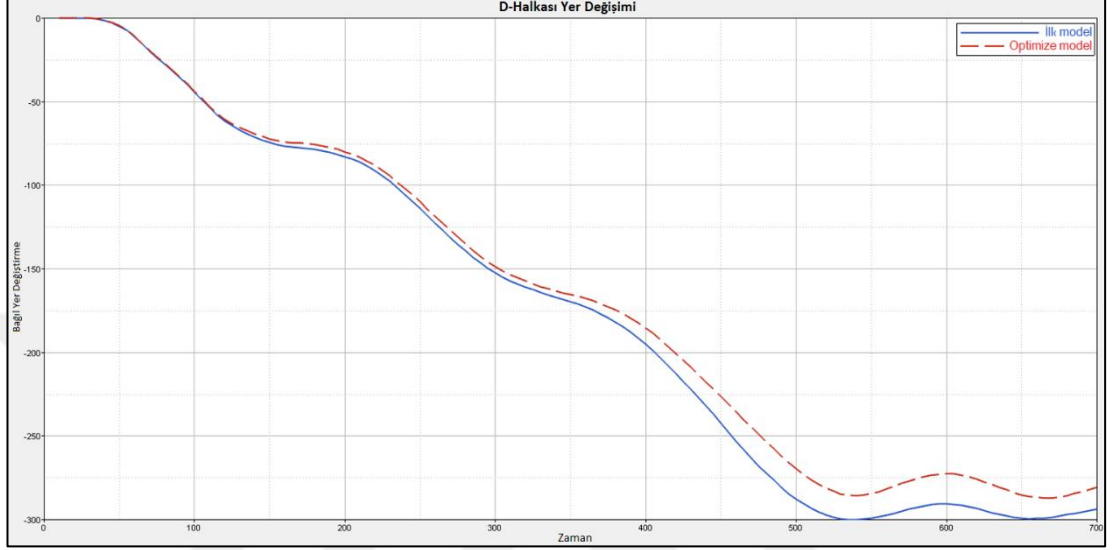
Modelin çekme öncesindeki hali ve çekme esnasındaki hali Şekil 4.44'te gösterilmiştir. Burada koltuğun test sırasında maruz kaldığı yükler görsel olarak yorumlanabilmektedir. D- Halkası ölçüm noktası test esnasında H-noktasının dikey çizgisini geçer, ancak ikinci  $10^\circ$  hattına erişmez. Bu durumda deplasman kriterleri göz önüne alındığında analiz sonucu uygundur.



**Şekil 4.44:** Son SEA modeli için öncesi/sonrası karşılaştırması.

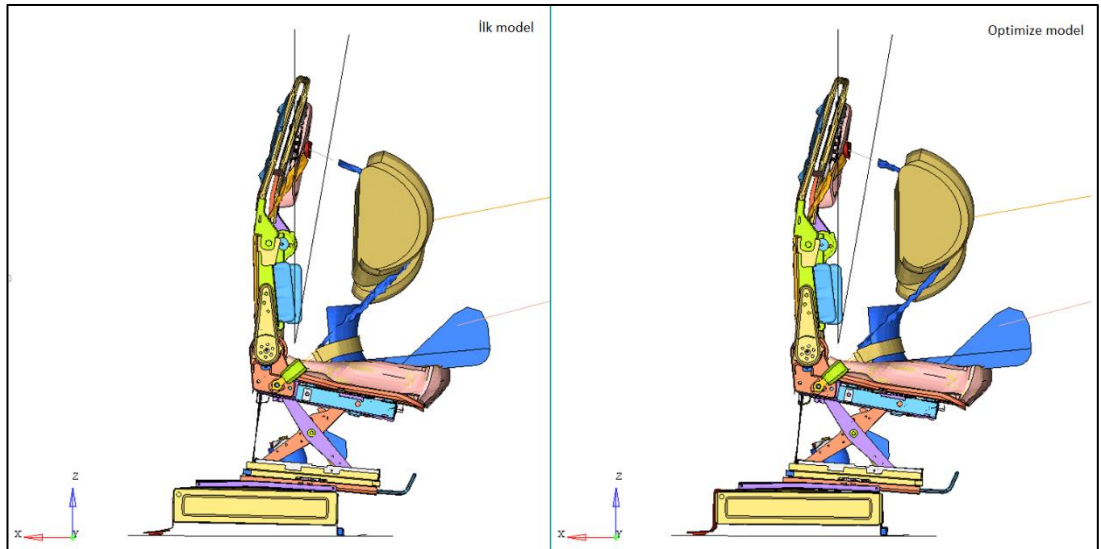
Sonuçlar elde edildikten sonra koltuk parçaları hata kriterlerine göre kendi dayanımları dikkate alınarak değerlendirilir. Bütün braketler, von Mises stres kriterlerine ve maksimum plastik gerilme seviyelerine göre değerlendirilmiştir. Yani tüm parçalar maksimum hata kriterleri için uygundur ve üretilebilirlik için de uygun olarak tasarlanmıştır. İlk ve sonrasında optimize edilmiş (eniyleştirilmiş) modelin değerlendirilmesi, son çalışma olacaktır.

İlk olarak yer değiştirmelerin durumu karşılaştırılmaktadır. Başlangıçta 300 mm olan toplam yer değiştirme, 287 mm'ye dūřürülmüř ve bu değişlikle 13 mm iyileşme sağlanmıştır. Hafiflemenin de sağlandığını göz önüne alınırsa, çalışmanın olumlu sonuçlandığı ortadadır. Zaten sınırın altında olan deplasman değeri, daha da iyileşmiş şekilde, hala pozitif seviyededir (şekil 4.45).



şekil 4.45: İlk ve son modelin deplasman karşılaştırması.

Komple modeller de görsel olarak karşılaştırılmış ve farklılıklar kontrol edilmiştir. Sonuç olarak, optimize edilmiş modelin 13 mm deplasman kazancı dışında herhangi bir görsel değişiklik görülmemiştir. Bu durum sürücü koltuğunu daha dayanıklı hale geldiğinin görsel ispatı olan bir başarıdır (şekil 4.46).



şekil 4.46: H-noktası referansı ile model karşılaştırması.


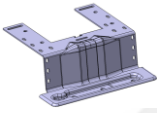
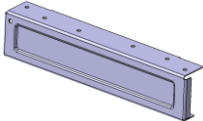
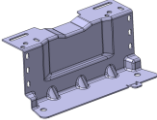
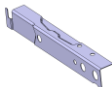


Bu çalışma boyunca karşılaştırma ve deplasman iyileştirmeleri hesaba katılmıştır. Bu nedenle bir sonraki çalışmada genel ağırlık karşılaştırmaları yapılmıştır.

#### 4.4 Genel Ağırlık Azaltma Sonuçları

Çeşitli parçalarda farklı hafiflik seviyeleri sağlanmıştır. Bu nedenle genel değişiklikleri birlikte görmek ve ne kadar hafifletme yapıldığını görmek için karşılaştırma yapılmıştır (Çizelge 4.7).

**Çizelge 4.7:** Genel optimizasyon hafifletme karşılaştırması.

Parça	İlk Model		Optimizasyon Sonrası		İyileştirme
	Ağırlık (gr)	Kalınlık (mm)	Ağırlık (gr)	Kalınlık (mm)	
	228	3	188	2,5	40 gr hafifletme ve daha ucuz sac metal
	1816	2 (Fe)	849	4 (Mg)	967 gr Hafifletme
	1921	2 (Fe)	916	4 (Mg)	1005x2 = 2010 gr hafifletme
	1274	2 (Fe)	583	4 (Mg)	691 gr Hafifletme
	578	2	523	1,8	x 2 =110 g hafifletme ve daha ucuz sac metal
<b>TOPLAM HAFİFLETME</b>					<b>3818 gr</b>

Genel karşılaştırma çizelgesinde gösterildiği üzere malzeme değişikliği, kalınlık azaltılması ve topografi optimizasyonundaki değişiklikler, sürücü koltuğunda yaklaşık 3818 gr'lık bir hafifletmeye ve toplam yer değiştirmede 13 mm'lik bir iyileşmeye imkan sağlamıştır. Topografya optimizasyonu yoluyla geleneksel tasarımın ötesine geçilerek, istenen pozitif değerlerin elde edilebildiği, tasarıma uyum sağladığı ve istenilen hafifliğe / dayanıklılığa ulaşabileceği anlaşılmıştır. Gerçekleştirilen 3.818 Kg'lık ağırlık iyileştirmesi oran olarak dikkate alındığında, 54.75 Kg'lık koltukta ~%6,9 oranında hafifletme sağlanmıştır.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında, N3/M3 ticari araç koltuğunun çeşitli bölümleri optimize edilerek hafiflik ve dayanıklılık elde edilmiştir. AEK R14 emniyet kemeri çekme modeli SEA analizi yapılmış, sonrasında AEK R14 emniyet kemeri testi için kullanılan ana modele optimizasyon çalışmaları aktarıldıktan sonra elde edilen veriler ile güncellenmiş ve tüm detaylar tamamlandığında model yeniden çözdürülmüştür.

Sürücü koltuğu büyük ölçüde sac metal parçalarından oluştuğu için, optimizasyon çalışması özellikle topografi optimizasyonu yöntemi ile şekillendirilmiş ve geliştirilmiştir. Optimizasyona tabi tutulan seçili kısım, öncelikle sac kalınlığının azaltılması, daha sonra sınır koşulları ışığında optimizasyon sonucuna göre uygun bir form seçilerek incelenmiş; ve eski güç seviyesi ağırlık düşürülerek geliştirilmiştir. Ardından, optimizasyon sonuçları ilk model vasıtası ile (optimizasyon öncesi/sonrası karşılaştırması) karşılaştırılmıştır.

- İşin tamamlanması sırasında bağlantı elemanları dikkate alınmıştır.

- Çalışmada sürücü koltuğunda bulunan plastik bölümlerin dayanımı ayrıca takip edilmiştir.

Malzeme seçiminde ise bazı durumlarda aynı malzeme seviyesi tercih edilmiş, ancak bazen düşük kalınlık nedeniyle oturma yüzeylerinde bükülmeleri engellemek amacı ile malzemenin kalitesi arttırılmıştır. Genel olarak malzeme seçimlerinde herhangi bir uygunsuzluk gözlenmemiştir.

Malzeme seçimi ile ilgili bir diğer konu ise, seçilen malzemelerin kullanılabilirliği ve fiyatlarıdır. Hafiflik göz önüne alındığında, seçilen ürünün maliyetini bilmek de gereklidir. Örneğin magnezyum malzemesi, sac metal parçalardan nispeten daha pahalıdır. Bunun sonucunda ortaya çıkan hafiflik değeri göz önüne alındığında, hafiflik/maliyet seçimine karar verilmelidir. Eğer çalışmada maliyet önceliğe sahipse, piyasada kolaylıkla bulunabilen standart bir ürün tercih edilmelidir. Eğer

hafiflik öncelik taşıyorsa, amaç doğrultusunda daha özel bir malzeme seçilebilir. Burada çalışanların öncelikleri önemlidir.

Çalışma sonucunda elde edilen hafiflik 3818 gr'dır. Genel ağırlık dikkate alındığında, ~%7 ağırlık azalması anlamına gelmiştir. Bu çalışma kapsamında yakalanan ağırlık azaltma yüzde değeri, ticari araç sürücü koltukları göz önünde bulundurulduğunda oldukça yüksektir. Ayrıca yer değiştirme sonucunun 300 mm'den 287 mm'ye düşmesi oldukça olumlu olmuştur. Genel olarak iyileştirilen hafiflik ve yer değiştirme değerleri göz önünde bulundurulduğunda, optimizasyon çalışmasının yararlı sonuçlar getirdiği bir kez daha onaylanmıştır.



## KAYNAKLAR

- [1] **Anonim.** (2012). Hyperworks 12.0 Software, Hyperworks Online Help.
- [2] **Altair.** (2015). Practical Aspects of Structural Optimization, A study guide, 2<sup>nd</sup> Edition.
- [3] **Anonim.** (2013). Hyperworks 13.0 Software, Hyperworks Online Help.
- [4] **Pommier, S. & Gravouil, A. & Moes, N. & Combescure, A.** (2013). Extended Finite Element Method for Crack Propagation. <http://onlinelibrary.wiley.com/book/10.1002/9781118622650>.
- [5] **Deflection of Beams.** Erişim: 24 Mayıs 2017, <http://www.clag.org.uk/beam.html>
- [6] **Cross-Section Area Moment Of Inertia.** Erişim: 24 Mayıs 2017, [http://www.engineeringtoolbox.com/area-moment-inertia-d\\_1328.html](http://www.engineeringtoolbox.com/area-moment-inertia-d_1328.html).
- [7] **Öztürk, F. & Şendeniz, G.** (2014). Yolcu Koltuklarında Topoloji Tasarım Yaklaşımları İle Optimizasyon. OTEKON 2014 – 7 Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA.
- [8] **Schumacher, A. & Schramm, U. & Zhou, M.** (2007). Structural Optimization Theory, Altair CAE-Seminar, erstes Seminar: 20.-21.03.2007 in Böblingen.
- [9] **Brandt, M. A.** (1987). Criteria and Methods of Structural Optimization; Erişim: 31 Mayıs 2017, <https://goo.gl/hfHp85>.
- [10] **Hahn, H. G.** (1976). Fracture Mechanics: Introduction To The Theoretical Foundations. Teubner, Stuttgart.
- [11] **Gross, D.** (1992). Fracture Mechanics 1, Berlin.
- [12] **Mises, R.** (1913). Mechanics of Solid Bodies In The Plastic - Deformable State. Göttingen, 582-592.
- [13] **Sauter, J. & Wingerten, N.** (1990). New And Old Static Strength Hypotheses. VDI Progress Report Series 1, No. 191, Düsseldorf.
- [14] **Dems, K.** (1991). First And Second-Order Shape Sensitivity Analysis Of Structures. J. Structural Optimization 3, 79-88.
- [15] **Eschenauer, H. A. & Schnell, W.** (1993). Theory Of Elasticity - Fundamentals, Surface Supports, Structure Optimization. 3<sup>rd</sup> Edition, Bibl. Inst. Wissenschaftsverlag, Mannheim.
- [16] **Jain, P. & Agogino, M. A.** (1989). Global Optimization Using the Multistart Method. Proc. of the 1989 ASME Advances in Design Automation Conference, Session Optimization Theory, New York, No. 19.1, 39-44.
- [17] **Karush–Kuhn–Tucker Conditions.** (2017). Equation research, Erişim: 25 Mayıs 2017, [https://en.wikipedia.org/wiki/Karush-Kuhn-Tucker\\_conditions](https://en.wikipedia.org/wiki/Karush-Kuhn-Tucker_conditions).

- [18] **Himmelblau, D. M.** (1972). Applied Nonlinear Programming. Mc Graw-Hill, New York.
- [19] **Greig, D.M.** (1980). Optimisation. Longman Group, London.
- [20] **Gill P. E. & Murray, W. & Wright, M. H.** (1981). Practical Optimization. Academic Press, London.
- [21] **US. Department of Transportation.** (2007). Evaluation of LS-DYNA Concrete, Material Model 159, Publication No. FHWA-HRT-05-063.
- [22] **Shear Stress Definition At Cross Sections.** Erişim: 26 Mayıs 2017, <http://www.mathalino.com/reviewer/mechanics-and-strength-of-materials/shear-stress>.
- [23] **ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.4.** (2014). Consolidated Resolution on the Construction of Vehicles (R.E.3). United Nations Economic and Social Council.
- [24] **Road vehicles -- Three-dimensional reference system and fiducial marks -- Definitions.** (1978). ISO Standard 4130:1978.
- [25] **Road vehicles -- Procedure for H-point determination.** (1980). ISO 6549:1980.
- [26] **ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.13/Rev.5 Addendum 13: Regulation No. 14.** (2012). Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to safety-belt anchorages, ISOFIX anchorages systems and ISOFIX top tether anchorages. United Nations Economic and Social Council.
- [27] **5754 - H22 Aluminium Alloy Mechanical Properties.** Erişim: 31 Mayıs 2017, <http://www.durbinmetals.co.uk/datasheets/?gId=1>.
- [28] **Titanium, Grade 2 Material Mechanical Properties.** Erişim: 31 Mayıs 2017, <http://www.akyaymetal.com.tr/index.php/urunlerimiz-3/titanyum-alamislari/titanyum-gr2>.
- [29] **WE43 Magnesium Alloy Mechanical Properties.** Erişim: 31 Mayıs 2017, <http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=9279#4>.
- [30] **AKROMID® ICF, PA66 ICF 40 Properties.** Erişim: 31 Mayıs 2017, <https://akro-plastic.com/plastic-solutions/>.

## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Ayhan Balkan  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 1988 / Tolbuhin  
**E-posta** : ayhan\_balkan@hotmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Lisans** : 2014, Anadolu Üniversitesi, İşletme Fakültesi, İşletme

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2013 – ..... Assan Hanil Otomotiv Ar-Ge Kıdemli Uzmanı
- 2012 – 2013 Trakya Döküm A.Ş. Müşteri Temsilcisi