

**ARAÇ KOLTUK BAĞLANTILARININ
BENZETİM DESTEKLİ
OPTİMUM TASARIMI**

Gökhan ŞENDENİZ



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARAÇ KOLTUK BAĞLANTILARININ BENZETİM DESTEKLİ
OPTİMUM TASARIMI**

Gökhan ŞENDENİZ

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2013

Her Hakkı Saklıdır

Gökhan ŞENDENİZ tarafından hazırlanan "ARAÇ KOLTUK BAĞLANTILARININ BENZETİM DESTEKLİ OPTİMUM TASARIMI" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Başkan: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

U. Ü. Müh.-Mim. Fakültesi

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza:

Üye: Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

U. Ü. Müh.-Mim. Fakültesi

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza:

Üye: Doç. Dr. Necmettin KAYA

U. Ü. Müh.-Mim. Fakültesi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza:

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum.


Prof. Dr. Ali Osman DEMİR

Enstitü Müdürü

0.7/06/2013 (Tarih)

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı beyan ederim.

05/05/2013



Gökhan ŞENDENİZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ARAÇ KOLTUK BAĞLANTILARININ BENZETİM DESTEKLİ OPTİMUM TASARIMI

Gökhan ŞENDENİZ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Otomotiv endüstrisinde parça ve sistem tedarikçisi olarak yer alan firmaların yenilikçi tasarım için yapacakları tasarım ve optimizasyon çalışmaları önümüzdeki yıllarda sektörde ki konumlarını belirleyecektir.

Bu çalışmada, ECE-R14 çekme testi esas alınarak üç tip ayağın çekme testi simülasyonları yapılmıştır ve bu üç tip içerisinde en uygun maliyeti olan üretim yöntemi seçilmiştir.

Topoloji optimizasyonu yapılarak minimum ağırlıkta ayak tasarlanmıştır. Elde edilen tasarım simülasyon ve gerçek test ile de doğrulanmıştır.

Ardından topografya optimizasyonu yapılmıştır. Bu optimizasyon çalışması ile mukavemetli bir ayak tasarımı ortaya çıkmıştır. Bu tasarım sadece simülasyonlar ile doğrulanmıştır.

Tez sonucunda firmanın yeni projelerinde kullanması adına 2 tip ayak dizayn edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Araç koltuk tasarımı ve imalatı, koltuk bağlantı elemanları, Explicit analiz, topoloji optimizasyonu, topografya optimizasyonu, ECE-R14

2013, x + 60 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

SIMULATION BASED OPTIMUM DESIGN OF VEHICLE SEATS

Gökhan ŞENDENİZ

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

In the coming years , the firms that are involved in the automotive industry as supplier of parts and system will do design and optimization studies for innovative design and these studies will determine their position in the sector.

In this thesis, three types of pedestal were performed with ECE-R14 analysis and which is the cheapest method of production has been selected.

Topology optimization obtained as a result of minimum weight pedestal. The results confirmed with simulations and real tests.

After performed the topography optimization. This optimization have been obtained as a result of strong pedestal. This pedestal confirmed with only simulations.

Consequently of thesis the company have 2 types of pedestal and the company will use in new projects.

Key words: Vehicle seat design and manufacturing, Seat pedestal, Explicit analysis, topology optimization, topography optimization, ECE-R14

2013, x + 60 pages.

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasını hazırlamamda; bana destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Ferruh Öztürk' e, analizler konusunda bana görüş ve yönlendirmelerde bulunan değerli hocam Doç. Dr. Necmettin Kaya' ya ve tez yazım konusunda benden bilgilerini esirgemeyen Arő. Gör. Celalettin Yüce' ye teşekkür ederim.

Grammer A.Ő. firmasında bu projede emeği bulunan Deniz Yıldızalp' e, Murat Özkan' a, Serhat Diyaroğlu' na, Hakan Eryılmaz' a, Emre Dolaylar' a, Mustafa Oktay Aksoy'a, Samed Erbil' e ve diğer çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Ayrıca; her zaman oldukları gibi bu süreçte de yanımda olan sevgili eőime ve aileme teşekkür ederim.

05/05/2013

Gökhan ŞENDENİZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	2
3.MATERYAL VE YÖNTEM	9
3.1. Materyal	9
3.2.Yöntem.....	9
3.2.1. Araç Koltuk Tasarım Doğrulama Testleri.....	12
3.2.2. Emniyet Kemer Çekme Testi (ECE R14 – 76/115 EWG).....	16
3.2.3 Koltuk Elemanlarının Optimum Tasarım Yöntemleri	18
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI	20
4.1. Sac Pres Ayak Tasarımı ve Simülasyonu.....	20
4.2. Profil Kaynaklı Ayak Tasarımı ve Simülasyonu	23
4.3. Alüminyum Enjeksiyon Ayak Tasarımı ve Simülasyonu.....	26
4.4. Üç Tip Koltuk Bağlantı Elemanı (Ayak) Maliyet Analizi	29
4.5. Yeni Sac Pres Ayağa Gelen Maksimum Kuvvetlerin Yazdırılması	29
4.6. Sac Pres Ayak ile Topoloji Optimizasyonu Çalışması	32
4.7. Topoloji Optimizasyonu Sonucunda Elde Edilmiş Sac Pres Ayak Tasarımları ve Çekme Testi Simülasyonları ile Doğrulanması	35
4.8. Topoloji Optimizasyonları Sonucunda Ayakta Oluşan Ağırlık Azaltımının İncelenmesi	41
4.9. Topoloji Optimizasyonu Sonucunda Elde Edilmiş Sac Pres Ayağın Gerçek ECE-R14 Testi ile Doğrulanması.....	41
4.10. Sac Pres Ayak ile Topografya Optimizasyonu Çalışmaları	43
4.11. Topografya Optimizasyonu Sonucunda Elde Edilmiş Tip 1 Sac Pres Ayak Tasarımı ve Çekme Testi Simülasyonu ile Doğrulanması.....	45
4.12. Topografya Optimizasyonu Sonucunda Elde Edilmiş Tip 2 Sac Pres Ayak Tasarımı ve Çekme Testi Simülasyonu ile Doğrulanması.....	48
4.13. Simülasyon Sonuçlarına Göre Ayak Tasarımı Seçimi ve Topografya Optimizasyonu ile Güçlendirme Çalışmaları	51

Sayfa

4.14. Topografya Optimizasyonu ile Elde Edilmiş Rijit Ayağın Çekme Testi Simülasyonu ile Doğrulanması	53
5. SONUÇLAR	56
KAYNAKLAR	58
ÖZGEÇMİŞ	60

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
F_x	X eksenindeki kuvvet
F_y	Y eksenindeki kuvvet
F_z	Z eksenindeki kuvvet
w	En
l	Boy
h	Yükseklik
mm	Milimetre
MPa	Megapascal
N	Newton
sn	Saniye
kg	Kilogram
$F(x)$	Amaç fonksiyonu
$a_j(x)$	Eşitsizlik şeklinde ifade edilen kısıtlar
$b_j(x)$	Eşitsizlik şeklinde ifade edilen kısıtlar
TL	Türk Lirası
Kısaltmalar	Açıklama
SMC	Sheet Molding Compound

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Şase ve bağlantı elemanlarının sonlu elemanlar modeli (Chavan ve ark. 1999)	2
Şekil 2.2. Radioss çözücüsü ile oluşturulan sonlu elemanlar modeli (Behr ve ark. 2002)	3
Şekil 2.3. Sınırlandırıcı mekanizma ve koltuğun sonlu elemanlar modeli (Rashidy ve ark. 2003)	4
Şekil 2.4. SMC metodu ile üretilmiş koltuk (Bartus ve ark. 2003).....	4
Şekil 2.5. Dummy ile birlikte koltuğun sonlu elemanlar modeli (Bulgur 2006)	5
Şekil 2.6. Hafifletme sonucu oluşturulan yeni arkalık iskeleti ve et kalınlıkları (Polavarapu 2008)	6
Şekil 2.7. Topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan koltuk arkalığı (LCVTP projesi)	8
Şekil 3.1. Alt ve üst blok kuvvetleri-x eksenizaman(sn)-y ekseniz kuvvet(N)	11
Şekil 3.2. Alt ve üst blok sonlu elemanlar modeli	11
Şekil 3.3. Crash testi	13
Şekil 3.4. Üç nokta emniyet kemer çekme testi	14
Şekil 3.5. Arkadan itme testi	14
Şekil 3.6. Arkalık dayanım testi	15
Şekil 3.7. Enerji dağılım testi	15
Şekil 3.8. Alt ve üst çekme blokları	16
Şekil 3.9. Alt ve üst çekme blokları kuvvet hesabı	17
Şekil 3.10. Piston açısı	17
Şekil 4.1. Sac pres ayak tasarımı.....	20
Şekil 4.2. Sac pres ayak ile koltuğun sonlu elemanlar modeli.....	21
Şekil 4.3. S235JR malzemesi gerçek çekme eğrisi-x ekseniz% uzama-y eksenizGerilme(Mpa)	21
Şekil 4.4. Sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı	22
Şekil 4.5. Sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı	22
Şekil 4.6. Profil kaynaklı ayak tasarımı	23
Şekil 4.7. Profil kaynaklı ayak ile koltuğun sonlu elemanlar modeli	24
Şekil 4.8. Profil kaynaklı ayaktaki Von Misses stres dağılımı	25
Şekil 4.9. Profil kaynaklı ayaktaki plastik uzama dağılımı.....	25
Şekil 4.10. Alüminyum enjeksiyon ayak tasarımı	26
Şekil 4.11. Alüminyum enjeksiyon ayak ile koltuğun sonlu elemanlar modeli.....	27

Şekil 4.12. Etial171 malzemesi gerçek çekme eğrisi-x eksen:% uzama-y eksen:Gerilme(Mpa)	27
Şekil 4.13. Alüminyum enjeksiyon ayaktaki Von Misses stres dağılımı.....	28
Şekil 4.14. Alüminyum enjeksiyon ayaktaki plastik uzama dağılımı	28
Şekil 4.15. Ayağa gelen maksimum kuvveti görmek için oluşturulan sonlu elemanlar modeli.....	30
Şekil 4.16. S420MC malzemesi gerçek çekme eğrisi-x eksen:% uzama-y eksen:Gerilme(Mpa)	31
Şekil 4.17. Ayağa gelen maksimum kuvvetler.....	31
Şekil 4.18. Topoloji optimizasyonu için tasarlanan sac pres ayak.....	32
Şekil 4.19. Topoloji optimizasyonu sonlu elemanlar modeli.....	33
Şekil 4.20. Topoloji optimizasyonu sonucu ayak dizaynı ve Von Misses gerilme dağılım.....	34
Şekil 4.21. Topoloji optimizasyonu sonucunda oluşturulan yeni dizayn	35
Şekil 4.22. Topoloji optimizasyonu sonucu sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli.....	36
Şekil 4.23. Optimize sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı.....	37
Şekil 4.24. Optimize sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı	37
Şekil 4.25. Dizayn değişikliği kararı ile oluşturulan yeni sac pres ayak.....	38
Şekil 4.26. Çıkartılan parçanın yanak sacında kullanımı	38
Şekil 4.27. Dizayn değişikliği sonucu sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli.....	39
Şekil 4.28. Dizayn değişikliği sonucu sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı	40
Şekil 4.29. Dizayn değişikliği sonucu sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı	40
Şekil 4.30. Topoloji optimizasyonu sonucunda ağırlık kazanımı	41
Şekil 4.31. ECE-R14 çekme testinde koltuğun yandan görünüşü	42
Şekil 4.32. ECE-R14 çekme testinde ayakta oluşan deformasyon	42
Şekil 4.33. Topografya optimizasyonu sonlu elemanlar modeli.....	43
Şekil 4.34. Topografya optimizasyonu sonucunda ayak tasarımları.....	45
Şekil 4.35. Topografya optimizasyonu sonucu tip1 için oluşturulan yeni dizayn.....	46
Şekil 4.36. Topografya optimizasyonu sonucu tip1 sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli.....	46
Şekil 4.37. Tip1 sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı	47
Şekil 4.38. Tip1 sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı	48

Şekil 4.39. Topografya optimizasyonu sonucu tip2 için oluşturulan yeni dizayn	49
Şekil 4.40. Topografya optimizasyonu sonucu tip2 sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli	49
Şekil 4.41. Tip2 sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı	50
Şekil 4.42. Tip2 sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı	51
Şekil 4.43. Tip2 ayağın tekrardan topografya optimizasyonu sonlu elemanlar modeli.....	52
Şekil 4.44. Değişiklik sonrası topografya optimizasyonu sonucunda tip2 ayak tasarımı.....	52
Şekil 4.45. Değişiklik sonucu topografya optimizasyonları ile elde edilen tip2 ayağın tasarımı.....	53
Şekil 4.46. Tip2 son tasarımın sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli.....	54
Şekil 4.47. Tip2 son sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı	55
Şekil 4.48. Tip2 son sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı.....	55
Şekil 5.2. Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen optimum tasarım	56
Şekil 5.2. Topografya optimizasyonu sonucunda elde edilen rijit tasarım	57

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1. Üç tip ayak için maliyet analiz tablosu	29

1. GİRİŞ

Günümüzde araç geliştirme ve araştırma çalışmalarında daha hafif araçların tasarımı ve üretimi daha ekonomik ve düşük emisyonlu araçların tasarımı açısından önem arz etmektedir. Önümüzdeki yıllarda artan oranda piyasada yer alması beklenen hibrit ve elektrikli araçlar açısından da araç ağırlıklarının azaltılması en önemli araştırma konularından birisidir.

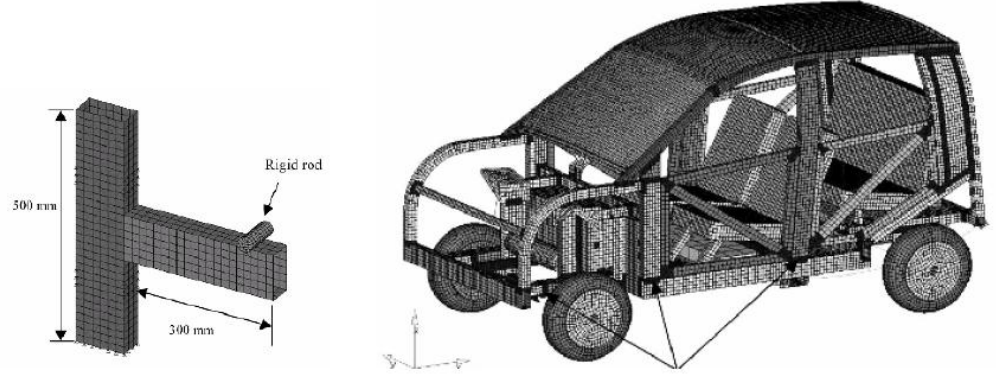
Araç yolcu koltukları incelendiğinde yapıyı 3 temel gruba ayırabiliriz. Bunlar arkalık, oturak-şase ve koltuk bağlantı elemanı ayaktan oluşmaktadır. Araç bağlantı elemanı olarak nitelendirdiğimiz ayakların önemli bir ağırlığı mevcuttur. Araç üreticilerinin son zamanlarda koltuktan beklediği en temel hedef artık hafifliği olmuştur. Koltuk üreticileri yaptıkları yeni tasarımlarda bunu dikkate almaktadır.

Hafiflik istenen temel hedef olsa da bunu en ucuz ve en kolay üretim yöntem ile yapılması bizim başlıca hedefimizdir. Üretilecek en uygun ayağında koltukla beraber belli homologasyonları sağlaması gerekmektedir.

Bu çalışmada; koltuk bağlantı elemanı olan ayakların üretim öncesi tasarımlarını doğrulamak adına bazı optimizasyon ve sonlu eleman analizleri yapılmıştır. Catia programında tasarımı yapılan ayakların sonlu elemanlar modeli Hyperworks programı ile oluşturulur. Bu model üzerinden Optistruct çözücüsü ile optimizasyonlar gerçekleştirilir. Daha sonra ise Radioss çözücüsü yardımı ile koltuk emniyet kemer çekme testi simülasyonlarına (ECE-R 14) tabi tutulan ayakların Von-Misses değerleri ile yüzde uzama değerleri göz önüne alınarak küçük lokal kopmalar olsa da yapının bütünlüğünü koruyup, uygulan kuvvetlere dayanması göz önüne alınmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Ls-Dyna kullanılarak yapılan çalışmada otomobilim alüminyum konstrüksiyonunda kullanılan bağlantı elemanlarının mukavemet analizi yapılmıştır. Bağlantı elemanlarının davranışını incelemek adına bir rijit yapı ve bunun sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur (Şekil 2.1.).



Şekil 2.1. Şase ve bağlantı elemanlarının sonlu elemanlar modeli (Chavan ve ark. 1999)

Aracın sonlu elemanlar modeli Ls-Dyna ile explicit analize uygun hale getirildi. Çarpışma hızı 35 m/sn ve üstü hızlardır. Çarpışmayı simüle etmek için rijit bariyer tanımlanmıştır. (Chavan ve ark. 1999)

Gleich ve ark. (2002) otobüs ve diğer toplu taşıma araçlarında ağırlığın hafifletilmesi amacıyla termoplastik kompozit malzemedeki yolcu koltuğu tasarımı, üretim ve doğrulama çalışmasını yapmıştır. Koltuğun yapısında cam fiber takviyeli polipropilen termoplastik matris ile bazı yerlerde mukavemeti sağlamak amacıyla karbon takviyesi kullanmışlardır. Yoğun miktarda fiber bulunması sonucunda yanmazlık testinden başarı ile geçen koltuk uluslararası güvenlik testlerinden de başarı ile geçmiştir. Bilgisayar destekli tasarım ile yapılan çalışmalarda kaburga(rib) kullanılacak yerler belirlenmiş ve et kalınlığı yaklaşık 5 mm olan koltuk sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Basınçlı

kalıplama yöntemi ile üretilen koltuk muadillerine göre yaklaşık %40 daha hafif olup ayrıca proses ve işçilik maliyetleriyle, bağlantı parçalarındaki azalma sayesinde %48 oranında maliyette iyileştirme olduğunu belirtmişlerdir.

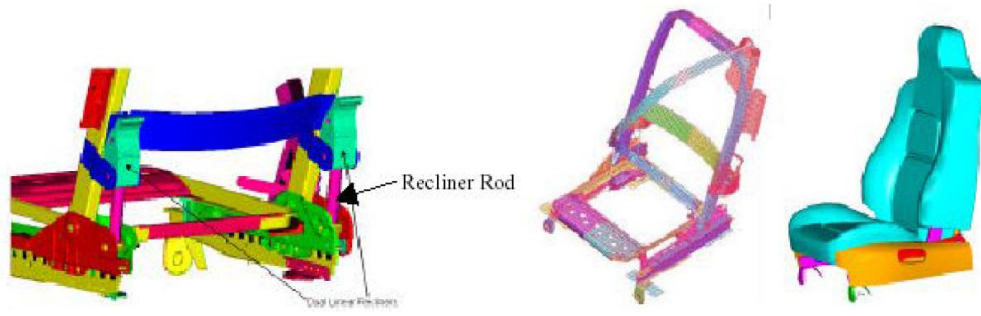
Radioss çözücüsü kullanılarak yapılan diğer bir çalışma ise insan bünyesinde çarpışma sırasında iç organların davranışını inceler. (Şekil 2.2.)



Şekil 2.2. Radioss çözücüsü ile oluşturulan sonlu elemanlar modeli (Behr ve ark. 2002)

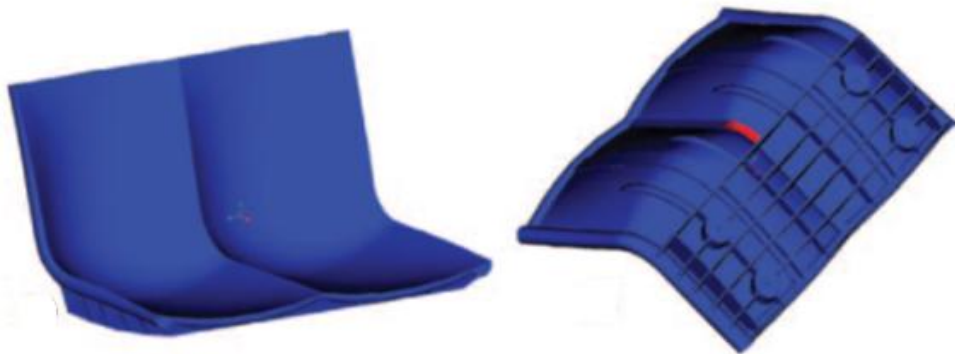
Değişik hızlarda uygulanan testler esnasında compact ve trabucular kemikler,tendonlar, ligament'ler, deri, kas ve iç organlar üzerinde meydana gelen etkiler incelenmiştir. (Behr ve ark. 2002)

Ls-Dyna3D, MADYMO ve EASi-CRASH programları kullanılarak yapılan diğer bir tez çalışmasında çarpma ve devrilme durumunda koltuk hareketlerinin sınırlandırılmasını sağlayan sistem mukavemeti incelenmiştir. (Şekil 2.3) (Rashidy ve ark. 2003)



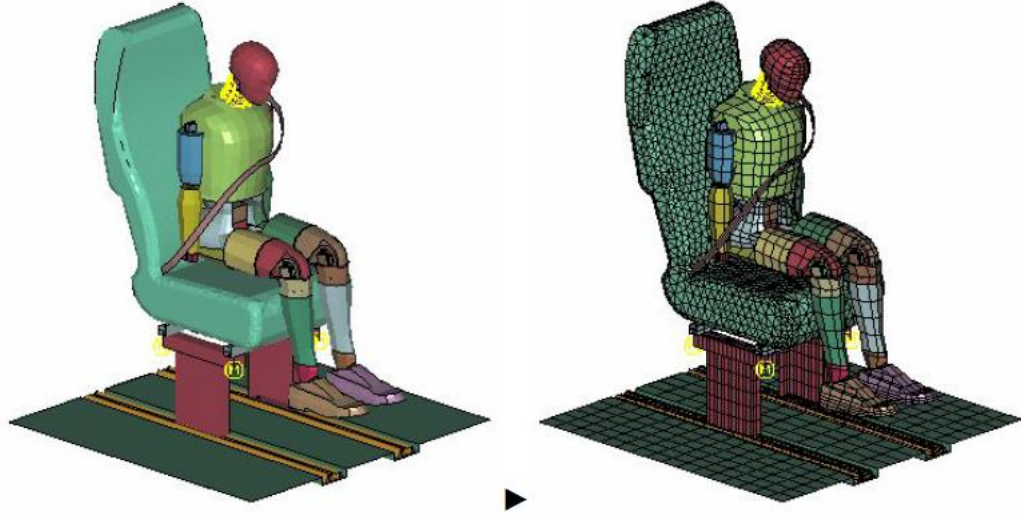
Şekil 2.3. Sınırlandırıcı mekanizma ve koltuğun sonlu elemanlar modeli (Rashidy ve ark. 2003)

Bartus ve ark. (2006) toplu taşıma araçlarında kullanılmak üzere 2 li yolcu koltuğunu kompozit malzemedan üretmişlerdir. Referans aldıkları çelik iskelet üzerine SMC metodu ile üretilmiş koltuktan yaklaşık %43 daha hafif bir yapı elde etmişlerdir. Çelik iskeleti tamamen elimine edilmesi, boyama prosesinin kalkması, montaj süresi ve parçalarının azalması maliyetlerin %18 oranında düşmesini sağlamıştır. Bu yapı boyutları 12 mm den daha büyük olan uzun cam liflerin termoplastik matris ile oluşturulmuştur. Elde edilen kompozit malzeme ekstrüzyon yöntemi ile kalıp içerisine yüksek basınçta gönderilmiş ve kalıpta soğuyana kadar bekletilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi ile analizi yapılmış ve ortaya çıkan koltuk güvenlik şartlarını sağlamıştır. (Şekil 2.4.)



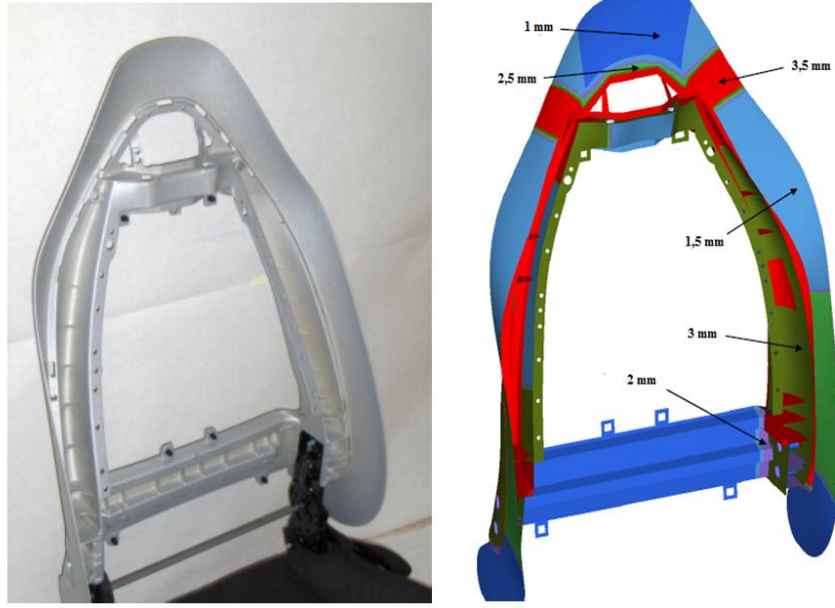
Şekil 2.4. SMC metodu ile üretilmiş koltuk (Bartus ve ark. 2003)

Ls-Dyna ve ANSYS kullanılarak yapılan diğerk bir çalışmada koltuk üzerinde Dummy ile birlikte yapılan crash test sonucunda koltuğun bağlantı civatalarına gelen maksimum gerilme değerleri incelenmiştir.(şekil 2.5.) Sonlu elemanlar modeline uygulanan ilk hız 17 m/sn ve eksi ivme değerı -50 m/sn²'dir. (Bulgur 2006)



şekil 2.5. Dummy ile birlikte koltuğun sonlu elemanlar modeli (Bulgur 2006)

Polavarapu (2008) ECE R17 standartlarına, uygun basınçlı döküm yöntemi ile üretilmiş otomotiv koltuk iskeletini hafifletmek için topolojik ve boyut optimizasyonu ile hafifletme çalışması yapmıştır. Sonlu elemanlar metodunun da kullanıldığı çalışmada iskelette ihtiyaç duyulan kuvvetlendirme noktaları belirlenip ribler oluşturulmuştur. Çalışmada AM50 magnezyum malzemesinden üretilmiş olan bir koltuk arkalığı esas alınmış ve sonucunda yaklaşık %13 oranında bir hafifletme elde edilmiştir. Normalde 2,5 mm et kalınlığına sahip olan arkalık iskeleti optimizasyon sonucu doğrultusunda 0,75- 3,5 mm aralığında et kalınlığında getirilmiş ve ihtiyaç duyulan kısımlarda kalınlık arttırılmıştır. (şekil 2.6.)



Şekil 2.6. Hafifletme sonucu oluşturulan yeni arkalık iskeleti ve et kalınlıkları (Polavarapu 2008)

Thiyagarajan (2008) çalışmasında referans aldığı düşük karbonlu çelik malzemeden üretilmiş parçaların kaynak ve cıvata bağlantıları ile birleştirilerek elde edilen bir otomotiv koltuğunun arkalık iskeletini sonlu elemanlar yöntemi ile incelemiş ve optimizasyon sonucunda yaklaşık %15 daha hafif bir yapı elde etmeyi başarmıştır. Ortaya çıkan yeni koltuk arkalığı ECE R17 standartlarına uygun arkalık moment ve başlık kısmına uygulanan testleri başarı ile geçmiştir. Koltuk iskeletinin et kalınlığı optimizasyon ile belli bölgelerde incelererek daha ince bir yapı ortaya çıkmıştır. Arkalığın sele ile bağlantısını sağlayan parçalar ile birlikte gerilme analizleri yapıldığında koltuk başı dayanım testinde en yüksek gerilmelerin bu bağlantı parçalarında ve koltuğun en üst ucunda olduğu görülmüştür.

Parçalarda kullanılan malzemelerin özelliklerine uygun, kullanım amacına ve yerine göre tasarım geliştirme ve topolojik optimizasyon gibi yenilikçi önlemler ile herhangi bir malzeme değişikliği olmadan da yapılarda hafifletmeler mümkün olabilmektedir. ABD Enerji Bakanlığı'nın yürütmüş olduğu Taşıt Teknolojileri Programında yapılan bir çalışmada, hafifletilmiş malzemelerin ve bu malzemeler göz önüne alınarak yapılan optimizasyonun sonuçları tasarımın oldukça önemli olduğunu göstermektedir. Esas

alınan çelik malzemeden yapılmış parça, alüminyum alaşımları kullanılarak %53 oranında hafifletilmiş olup, daha sonra bu parça tasarım optimizasyonu sayesinde %20 daha hafif hale gelmiştir. (ABD Enerji Bakanlığı 2010)

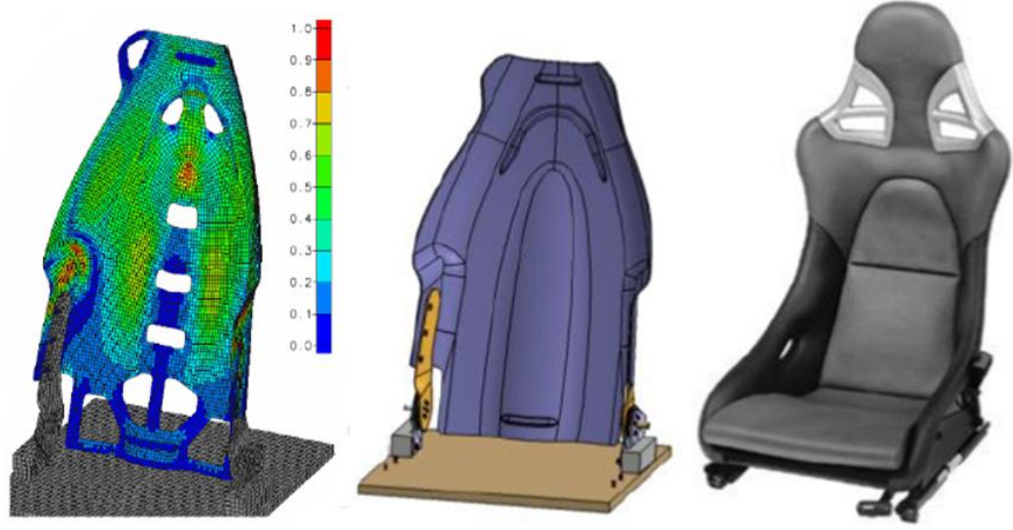
Johnson Control firmasının (2011) geliştirmiş olduğu hafifleştirilmiş taşıt arka koltuğu yapısında herhangi bir konfor ve güvenlik kriterinden ödün vermeden %34 oranında bir hafifletmenin sağlandığı görülmektedir. Bu çalışmada çelik ve alüminyum parçalar yeni yapıştırma teknolojileri kullanılarak modüler çoklu yapıda arka koltuk oluşturulmuştur. Bu yapıda üst ve alt çapraz kollar alüminyum kenarlardaki çapraz kirişler çelik kullanılarak oluşturulmuştur. Ayrıca arka paneldeki çelik yapısını 2 mm inceltmişlerdir.

Cheah ve ark.(2011) çalışmalarında günümüz taşıtlarında kullanılan mevcut çelik parçaların hafif malzemelerden yapılmış (alüminyum, kompozit ve yüksek alaşımlı çelik) olanlarıyla değiştirilmesi ve yeni tasarımlar sayesinde toplam taşıt ağırlığında 2016 yılına kadar yaklaşık %25(430 kg), 2030 yılına kadar ise %35(600 kg) oranında bir hafifletmenin mümkün olacağını belirtmişlerdir. Bu orandaki bir hafifletirmenin yakıt ekonomisine olan katkısını 100 km'de 3-4 litre olacağını göstermişlerdir. Ayrıca kamyonetlerde her 100 kg'lık bir hafifletirmenin yakıt ekonomisine olan katkısını 0,48 L/100 km olarak hesaplamışlardır.

Milford (2011) taşıtlarda kullanılmakta olan çelik ve alüminyum parçaların inovatif tasarımlar ile birlikte %30 oranında hafifletilebileceğini ve bu sayede toplam araç ağırlığının %10 azalıp %5 oranında yakıt tasarrufu sağlanacağını öne sürmüştür. Ayrıca yakıt tüketimindeki %10 oranında bir azalmanın ulaştırma sektöründeki taşıtların ömrü boyunca salgıladığı CO₂ emisyonunu 700 Mt düşüreceğini belirtmiştir.

Avrupa Birliği destekli LCVTP projesinde %60 oranında cam fiber takviyeli polimer 6 kompozit malzemeden koltuk arkılığı üretilmiştir. Bu çalışmada yeni malzeme ve proseslere en uygun yapı olduğu için hafifletmek için koltuk komponentinin seçildiği belirtilmiştir. Maliyet olarak karbon fiber ile çelik arasında olan termoset kompozit malzemeden üretilmiş koltuk fiziki testlere tabi tutulmuş ve başarı ile geçmiştir. Ayrıca daha ince oluşu sayesinde araç içerisindeki kullanılabilir alanda artış sağlamıştır.

Topolojik optimizasyonun da yapıldığı bu çalışmada elde edilen koltuk yaklaşık %33 daha hafiflemiştir.



Şekil 2.7. Topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan koltuk arkılığı (LCVTP projesi)

Yapılan kaynak araştırması sonucunda koltuk üzerinde mukavemet ve optimizasyon çalışmalarında genellikle ECE-R17 regülasyonu dikkate alınmıştır. Bağlantı elemanı denildiğinde ise genellikle civata ve benzeri birleştirme elemanlarından bahsedilmiş, üzerine gelen yükler incelenmiştir. Koltuk üzerinde hafifletme çalışmalarında süre gelen çelik kullanımına alternatif olarak alüminyum ve kompozit malzeme kullanımına dikkat çekilmiştir. Yapılan optimizasyon çalışmalarında topoloji optimizasyonu ile koltuğun arka iskelet yapısında ciddi derecede ağırlık azaltımına gidilmiştir. Bunun yanında koltuğun araca bağlantısı olan ayaklar ile ilgili bir çalışma yapılmamıştır. Topografya optimizasyonu kullanılarak yapının federler ile güçlendirilmesi, bu sayede kalınlığının azaltılması üzerine çalışma koltuk bağlantı elemanı ayaklar üzerinde yapılmamıştır.

3.MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Maliyet analizi yapabilmek adına 3 farklı ayak tipi yani araç koltuk bağlantı elemanları tasarlanmıştır. Bunlardan ilki sac pres üretim yöntemine göre tasarlanmıştır. Malzeme tipi olarak S235JR çeliği seçilmiştir. İkinci üretim yöntemi profil kaynaklı ayak tasarımıdır. Malzeme tipi olarak saclarda S235JR ve profillerde ise E235JR çeliği seçilmiştir. Son olarak alüminyum enjeksiyon tipine göre bir tasarım oluşturulmuştur. Malzeme tipi olarak Etial171 enjeksiyona uygun alüminyum seçilmiştir. Tüm bu ayak tiplerinde ayak boyu 275mm'dir.

Maliyet analizlerinden sonra seçilen sac pres yöntemine uygun tasarımlara E420MC çeliği ile devam edilmiştir. Bu sayede ağırlık ve maliyet yönünden kazanımlar elde edilmiştir. Ayak boyutları olarak ise $w=35\text{mm}$, $l=250\text{mm}$ ve $h=300\text{mm}$ ölçüleri kullanılmıştır.

3.2.Yöntem

Koltuk bağlantı elemanı yani ayakların tasarımında dikkat edilmesi gereken birçok konu vardır. Bunlar başlıca koltuk sınıfı, araç bağlantıları, koltuk durumuna göre ayak yüksekliği, üretim yöntemi ve maliyeti gibi sıralayabiliriz.

Koltuk araç sınıfına göre testte ayağa gelen kuvvetler değişmektedir. Bu yüzden M1,M2 ve M3 sınıfına göre ayağın mukavemeti de değişecektir. Bu çalışmada M3 sınıfı bir koltuk için optimum ayak tasarımı çalışması yapılmaktadır. Araç bağlantıları otobüsten otobüse göre değişir. Dizayn yapacak kişi bunu göz önünde bulundurur. Ya da müşteri ile anlaşarak hali hazırda bulunan ayak bağlantılarının araçta uygulanması yoluna da gidilebilir. Yapılan çalışmada Grammer A.Ş. firmasında 2012 yılı içerisinde yolcu koltuklarında en çok kullanılan ayak boyları çıkarıldığında 275 mm ayağın birinci

sırada yer aldığı görülmüştür. Yapılan çalışmada da bu yüksekliğe yakın bir ayak tasarımı yapılmıştır.

Koltuğun maliyetini etkileyen en büyük etmen üretim yöntemi ve kullanılan malzemedir. Yapılan araştırmalar ve daha önce firma bünyesinde yapılan çalışmalar sonucunda ayak üretimi için 3 tip yöntem belirlenmiştir. Bunlar;

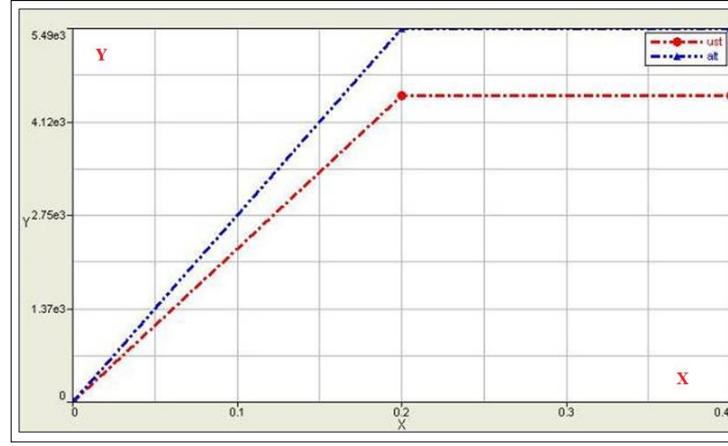
- Sac Pres Ayak
- Profil Kaynaklı Ayak
- Alüminyum Enjeksiyon Ayak

olarak sıralanabilir.

Sac pres ayak için S235JR ve S420 çeliği, profil ayaklar için E235 ve E420 çeliği son olarak ise alüminyum enjeksiyon ayak için uygun görülen ise Etial171 alüminyumdur. Bu veriler sayesinde M3 sınıfı bir yolcu koltuğu için 3 tip ayak tasarlanmıştır.

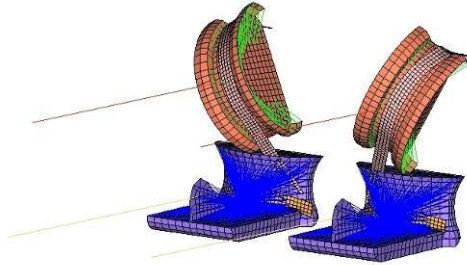
Yapılan tasarımların testten uygunluğunu denetlemek amacı ile ECE-R14 çekme testi simülasyonlarından geçebilirliği incelenmiştir. Yapılacak simülasyonlar için seçilen koltuğun sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. 3 tip koltuğa da aynı kuvvetler uygulanmıştır.

Koltuk ağırlığı 15,3 kg hesaplanmıştır. Alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) analiz yapılmıştır (Şekil 3.1.) (Şekil 3.2.). En kısa sürede kuvvet maksimuma ulaşmış, 0,2 sn boyunca da bu kuvvete dayanması esas alınmıştır. Sonlu elemanlar modeli 2 boyutlu shell elemanlardan oluşturulmuştur. Koltukta bulunan kaynaklar ve bağlantı elemanları 1 boyutlu rigid body elemanlar ile modellenmiştir. Malzeme tanımlamaları için malzemelerin gerçek mühendislik eğrileri çıkarılmıştır. Elemanlar arasına Type 7 contact tanımlanarak bir birlerini tanımları sağlanmıştır. Ayrıca 2 boyutlu elemanlar bulunduğu için analiz sonucunda birbirleri içerisinden geçmesini engellemek adına buralara 1 boyutlu truss elemanlar oluşturulmuş. Bunlarında birbirini tanıması adına Type11 edge to edge contact oluşturulmuştur.



Şekil 3.1. Alt ve üst blok kuvvetleri-x eksenî:zaman(sn)-y eksenî:kuvvet(N)

Simülasyon sonuçlarında koltukta oluşan Von Mises gerilme dağılımı ve yüzde plastik uzama gerilmeleri değerlendirilmiştir. Sonuçlar yorumlanırken küçük lokal kopmalar göz ardı edilip koltuğun testten geçebilirliği denetlenmiştir.



Şekil 3.2. Alt ve üst blok sonlu elemanlar modeli

Bu 3 tip ayaktan en uygun tipi belirlemek adına maliyet analizi yapılmıştır. Maliyet analizi yapılırken işçilik maliyetleri, kalıp maliyetleri, bir sene içerisinde kullanılan ayak adetleri ve tipleri gibi kıstaslar ele alınmıştır.

Maliyet analizinden sonra iki tip optimizasyon çalışması yapılmıştır. İlkinde topoloji optimizasyonu elde edilen tasarıma uygulanmıştır. Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken 2 boyutlu shell elemanlar kullanılmıştır. Kaynak ve bağlantı elemanları

ise 1 boyutlu rbe2 ile tanımlanmıştır. Komponentlerin birbirlerini tanıması adına aralarında contaclar oluşturulmuştur. Ayak malzemesi olarak E420MC çeliği tanımlanmıştır. Bu aşamada optimizasyon çalışması yapılırken uygulanacak maksimum kuvvetler statik analiz ile modele aktarılacaktır. Bu yüzden malzemenin sadece elastisite modülü, poisson oranı ve yoğunluğu programa tanıtılmıştır. Topoloji optimizasyonunu için amaç fonksiyonu, kısıtlamalar ve tasarım değişkeni programa tanıtılmıştır. Tanımlamalar bittikten sonra model Optistruct çözücüsü ile koşturulmuştur.

İkinci olarak ise rijit bir ayak elde etmek adına topografya optimizasyonu yapılmıştır. Topoloji optimizasyonundaki tanımlamaların aynısı yapılmıştır. Bundan farklı olarak topografya optimizasyonunda amaç fonksiyonu, kısıtlamalar ve tasarım değişkenleri farklılık göstermektedir. Bunun dışında federlerin oluşturulmasında ve ayağın kalıpta üretilebilirliğini denetlemek adına erkek kalıp parametreleri ve kalıp açısı programa tanıtılmıştır.

Her iki optimizasyondan sonra ECE-R14 çekme testi simülasyonu ile ayak tipleri doğrulanmıştır. Topoloji optimizasyonundan elde edilen tasarım lazer kesim yöntemiyle elde edilerek gerçek çekme testinden geçebilirliği denetlenmiş, bu test sayesinde de simülasyon sonuçları ve gerçek test sonuçları karşılaştırılmıştır.

3.2.1. Araç Koltuk Tasarım Doğrulama Testleri

Araç sınıflarını tanımlamak adına belirli kategoriler oluşturulmuştur. Bunlar N ve M sınıfı olarak isimlendirilir. N sınıfı yük taşıma amacıyla tasarlanmış ve imal edilmiş, en az 4 tekerlekten oluşan araçları kapsamaktadır. M sınıfı ise yolcu taşıma amacıyla tasarlanmış ve imal edilmiş, en az 4 tekerlekli araçları kapsamaktadır. Bu projede yolcu koltukları yani M sınıfı araçlar ile çalışılmıştır. M sınıfı araçların kategorilerini inceleyerek;

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

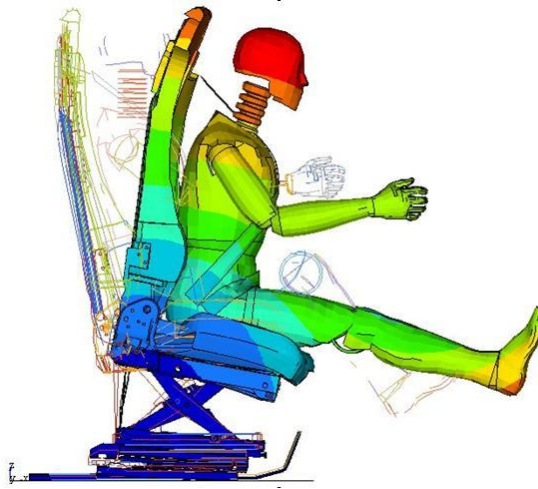
2-M2 Kategorisi: Yolcu taşıma amacıyla tasarlanmış ve imal edilmiş, sürücü koltuğuna ilave olarak sekizden fazla oturma yeri olan ve azami kütlesi 5 ton'u aşmayan motorlu araçlardır.

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

M sınıfı araçlarda koltukların belirli homologasyon ve şartları sağlaması istenmektedir. Bu yüzden koltuk tasarımı yapıldıktan sonra seri üretime geçmeden önce koltuk belirli şartlarda test edilmektedir.

Araç koltuklarında uygulanan başlıca testler şunlardır;

1-Crash Testi (ECE R17/R80) : Aracın ani frenleme ya da çarpma anını simüle eder. (Şekil 3.3.).



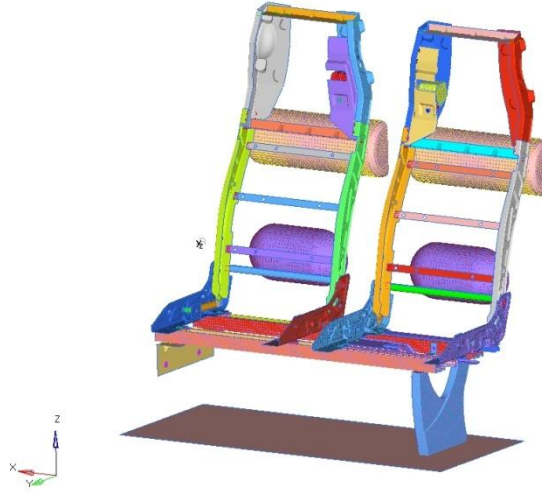
Şekil 3.3. Crash testi

2-Emniyet Kemer Çekme Testi (ECE R14 – 76/115 EWG): Aracın bir bakıma çarpışma anında koltuğa gelen yüklerini simüle eder (Şekil 3.4.).



Şekil 3.4. Üç nokta emniyet kemer çekme testi

3-Arkalık İtme Testi (74/408/AT): Koltuğun belirli ölçüler arasında esnemesini test etmektedir (Şekil 3.5.). Eğer crash test yapılmıyor ise yapılır.



Şekil 3.5. Arkadan itme testi

4-Oturak ve Arkalık İtme-Çekme Testleri: İki şekilde yapılır. Birincisi belirli bir statik yük altında bir defaya mahsus olmak üzere koltuğun arkalık ve oturak dayanımını ve esnemesini görmek adına yapılır. İkincisi ise belirli bir statik yük altında belirli bir frekans ve belirli bir çevrimde koltuk ile oturma dayanımını görmek adına yapılır (Şekil 3.6.).



Şekil 3.6. Arkalık dayanım testi

5-Çuval Düşürme Testleri: Koltuğun belirli bir kilogramdaki ağırlığa, belirli bir frekans ve çevrimde dayanımını görmek adına yapılır.

6-Enerji Dağılım Testi (74/60/AT): Koltuğun çarpışma anında insan vücudunun uyguladığı enerji dağılımını görmek adına yapılır (Şekil 3.7.). Crash test yapılmıyor ise yapılır.



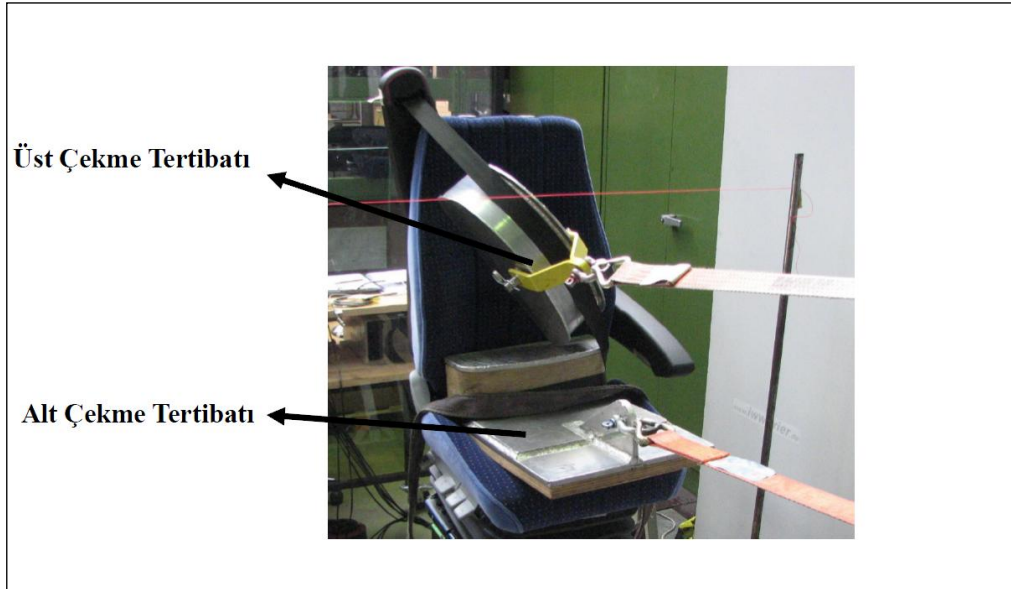
Şekil 3.7. Enerji dağılım testi

Tüm testler insan güvenliği ve koltuğun uzun süre kullanımı adına yapılmaktadır. Her test gerekli normları sağlamalıdır. Tasarımı yapılan koltuğun birçok testi sağlaması gerektiği göz önüne alınırsa yapılacak küçük bir tasarım hatası, yatırımların boşa gitmesine yol açabilir. Bu nedenle Bilgisayar destekli benzetim ve sayısal analiz teknikleri yapılarak, üretim öncesinde oluşabilecek riskler ile geri dönüşümler minimuma indirgenmektedir.

3.2.2. Emniyet Kemer Çekme Testi (ECE R14 – 76/115 EWG)

Koltuk araç bağlantılarını en iyi şekilde testini sağlayan ise emniyet kemer çekme testidir. Bu emniyet kemer çekme testleri ECE-R 14 regülasyonunda tanımlanmıştır (ECE-R14 Regülasyonu 2003.).

ECE-R 14 regülasyonuna göre emniyet kemer bağlantıları test edilmektedir. Her bir koltuk bağımsız olarak şartnameye göre fiziksel test edilmekte ve onayı alınmaktadır. Regülasyona göre ölçüleri belirli alt ve üst çekme aparatları ile statik yükler koltuğa uygulanmaktadır (Şekil 3.8.).



Şekil 3.8. Alt ve üst çekme blokları

Bu yüklerin hesabı aşağıdaki gibidir (Şekil 3.9.);

M1	22,250N + 20 x koltuk kütlesi x 9,81 m/s ²
M2	11,100N + 10 x koltuk kütlesi x 9,81 m/s ²
M3	7,400N + 6,6 x koltuk kütlesi x 9,81 m/s ²

Tablo1: 2 nokta emniyet kemer çekme testi kuvvetleri

M1	13,500N + 20 x koltuk kütlesi x 9,81 m/s ²
M2	6,750N + 10 x koltuk kütlesi x 9,81 m/s ²
M3	4,500N + 6,6 x koltuk kütlesi x 9,81 m/s ²

Tablo2: 3 nokta emniyet kemer çekme testi alt blok kuvvetleri

M1	13,500N
M2	6,750N
M3	4,500N

Tablo3: 3 nokta emniyet kemer çekme testi üst blok kuvvetleri

Şekil 3.9. Alt ve üst çekme blokları kuvvet hesabı

Fiziksel test sonucunda yapıda oluşan kalıcı deformasyonlar ve lokal biçimde oluşan kopmalar regülasyona uygunluğu engellememektedir. Test sonucunda yapının bütünlüğünü koruması istenmektedir. Test koşullarında yükler en kısa zamanda(0,2sn) maksimuma ulaşır, bu maksimum yükte yapının bu yüklere dayanması gerekmektedir. Kuvvetler piston vasıtasıyla 10 ± 5 açıyla uygulanmaktadır (Şekil 3.10).



Şekil 3.10. Piston açısı

3.2.3 Koltuk Elemanlarının Optimum Tasarım Yöntemleri

Optimizasyon matematiksel olarak “bir fonksiyonun maksimum veya minimum değerini veren durumların bulunması işlemidir” şeklinde tanımlanabilir. Optimizasyon mühendislikte ise; “Verilen koşullar altında en iyi sonucu elde etme işlemidir” şeklinde ifade edilir.

Bir optimizasyon veya matematiksel programlama problemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

Bir $F(x)$ fonksiyonunu

$$a_j(x) \leq k_j \quad j=1,2,\dots, n$$

$$b_j(x) = l_j \quad j=1,2,\dots, m$$

şartları altında minimum yada maksimum kılacak $X=\{x_1,x_2,\dots, x_n\}$ değerlerinin bulunması şeklinde tanımlanabilir. Burada x , n boyutlu bir tasarım vektörü, $F(x)$ amaç fonksiyonu, $a_j(x)$ ler eşitsizlik şeklinde ifade edilen kısıtlar, $b_j(x)$ ler eşitlik halinde ifade edilen kısıtlar ve k_j ile l_j sabitlerdir. Optimizasyon problemleri $F(x)$ ' in şekline bağlı olarak sınıflandırılabilirler. Eğer $F(x)$ ve kısıtlar doğrusal ise, doğrusal(lineer) programlama söz konusudur, eğer $F(x)$ ikinci derece, kısıtlar doğrusalsa, ikinci derece programlama söz konusudur, ayrıca eğer $F(x)$ doğrusal veya ikinci dereceden değil, kısıtlarda doğrusal değilse, doğrusal olmayan programlama söz konusudur.

Optimizasyon problemlerinin bir başka sınıflandırma şekli boyutuna göredir. Bu sınıflandırma genellikle problemleri bir boyutlu ve çok boyutlu olarak ikiye ayırmaktadır. Bir boyutlu problemlerde fonksiyon tek bir bağımlı değişkene bağlıdır. Çok boyutlu problemlerde fonksiyon iki veya daha fazla bağımlı değişkene bağlıdır.

Optimizasyon yapılırken tanımlanması gereken ifadeler vardır. Bunlar amaç fonksiyonunun çıkarılması, tasarım değişkenlerinin belirlenmesi ve kısıtlamaların tanımlanmasıdır. Optimizasyon eldeki değerler içerisinde en iyi olanı seçmektir. Yani bir kriter belirlenmelidir. İşte bunun matematiksel olarak tasarım değişkenleri cinsinden ifadesi amaç fonksiyonudur. Sistemde bazı nicelikler belirlenir. Bazıları sabit kabul

edilir, bazıları tasarım boyunca değişir. Bunlara tasarım değişkenleri denir. Tasarımın en uygun halini almasını sağlayan sınırlamalara ise kısıtlamalar denir.

Optimizasyon yöntemleri kesin bir şekilde gruplandırılmazlar. Klasik optimizasyon yöntemleri vardır. Bunların yanında birde son yıllarda geliştirilen yeni optimizasyon yöntemleri de mevcuttur. Bilgisayar destekli mühendisliğin kullanılması ile beraber sonlu elemanlar metodu ile optimizasyon yöntemleri bir çok mühendislik alanında kullanılmaya başlanmıştır.

Sonlu elemanlar metodu kullanılarak koltuk elemanlarının optimizasyonları yapılabilir. Sonlu elemanlar modeli oluşturulan koltuk elemanları belirlenen optimizasyon yöntemine göre Optistruct çözücüsünde koşturulur. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan optimizasyonlar ise;

1-Topoloji Optimizasyonu: Optimizasyonu yapılacak parçanın dış boyutlarında herhangi bir değişiklik olmaksızın, parçanın rijitliğini artıracak şekilde belirli bölgelerden malzeme boşaltılması esasına dayanır.

2-Topografya Optimizasyonu: Şekil optimizasyonunun gelişmiş bir şeklidir. Düzlemsel olarak parçanın topografisinin optimizasyonu yapılır.

3-Şekil Optimizasyonu: Tasarımın şekil değişkenleri ile oynayarak optimizasyonunun yapılmasına dayanır.

4-Boyut Optimizasyonu: Malzeme özellikleri,kesit boyutları ve kalınlalarının en uygun parametrelerinin bulunmasını sağlayan optimizasyon yöntemidir.

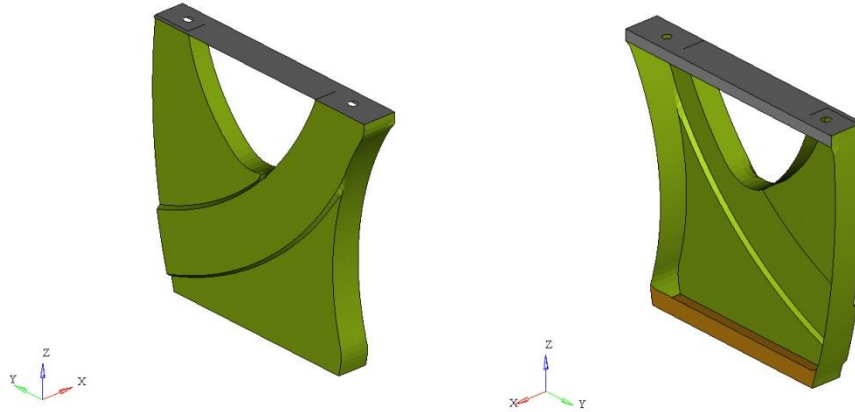
şeklinde gruplanabilir. Optimizasyon yöntemleri sayesinde koltuk minimum maliyette ve en hafif şekilde üretilir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

4.1. Sac Pres Ayak Tasarımı ve Simülasyonu

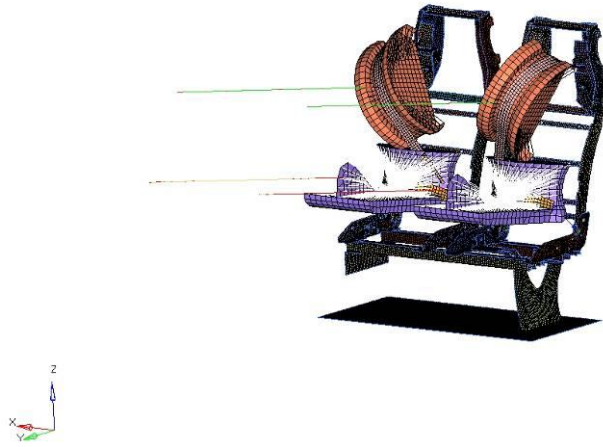
Sac pres ayak tasarımı sırasında bir çok etken göz önünde bulundurulmalıdır. Dizaynı yapılacak sacların kalıptan çıkabilirliği, kullanılacak malzemenin şekil alabilirliği, bağlantı noktaları, bağlantı noktalarında kullanılacak civataların sıkabilirliği gibi başlıcaları sayılabilir.

Dizaynı yapılacak araç bağlantı elemanı yani ayağın 3 farklı sacdan oluşması düşünülmüştür. Buna göre CATIA programında bir ayak tasarlanmıştır. Tasarımda ayak üst sacı kalınlığı 3mm, ayak orta sacı kalınlığı 2,5mm ve ayak alt sacı kalınlığı ise 4mm den oluşmaktadır (Şekil 4.1.).Bu değerler bir çok zamana bağlı analiz yapılarak optimuma getirilmiş değerlerdir.



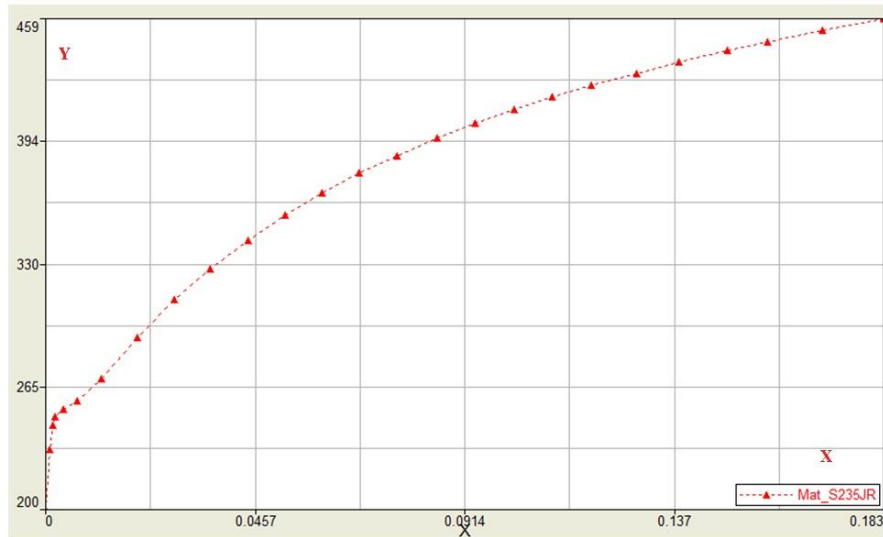
Şekil 4.1. Sac pres ayak tasarımı

Tasarımı yapılan ayağın belirlenen M3 koltuk tipi için sonlu elemanlar modeli Hypermesh programında oluşturulmuştur (Şekil 4.2.). Sonlu elemanlar modeli 71231 elemandan oluşmaktadır.



Şekil 4.2. Sac pres ayak ile koltuğun sonlu elemanlar modeli

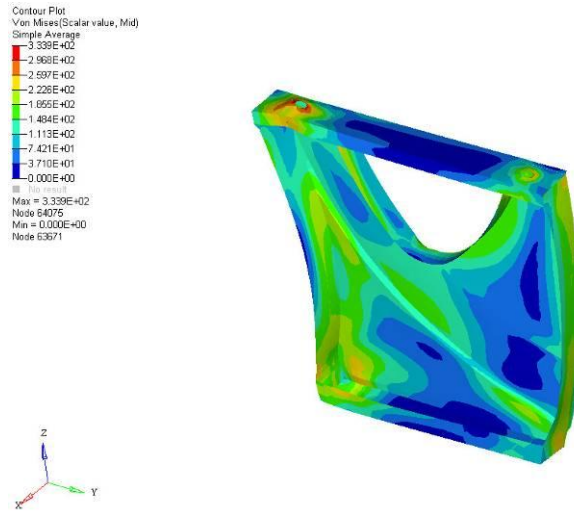
Bu tasarımda malzeme olarak S235JR çeliği kullanılmıştır. Hypermesh programında malzeme tanımlaması yapılırken elastisite modülü 210000 Mpa, poisson oranı 0,3 ve yoğunluğu $7,8 \times 10^{-9}$ ton/mm³ olarak alınmıştır. Malzemenin gerçek çekme eğrisi çıkartılarak ayrıca tanımlanmıştır (Şekil 4.3.).



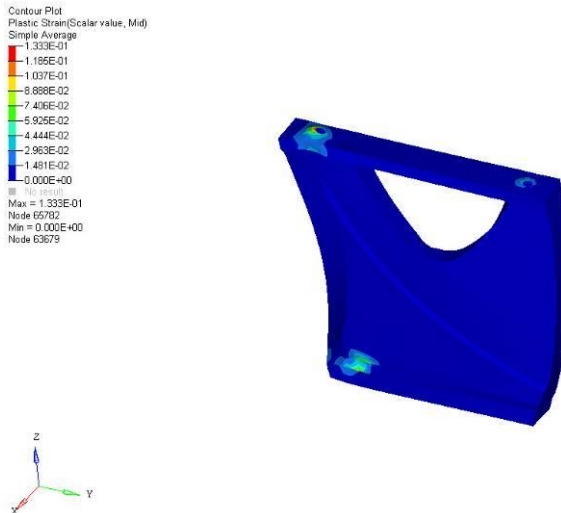
Şekil 4.3. S235JR malzemesi gerçek çekme eğrisi-x eksen:% uzama-y eksen:Gerilme(Mpa)

Tüm tanımlamalar yapıldıktan sonra alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) Radioss çözücüsünde analiz yapılmıştır.

Analiz sonuçları Hyperview programında incelenmiştir. Ayakta oluşan maksimum stres 333 Mpa (Şekil 4.4.), oluşan maksimum plastik uzama ise %13 çıkmıştır (Şekil4.5.). Koltuk ve ayak ECE-R14 emniyet kemer çekme testinden başarıyla geçmiştir.



Şekil 4.4. Sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı

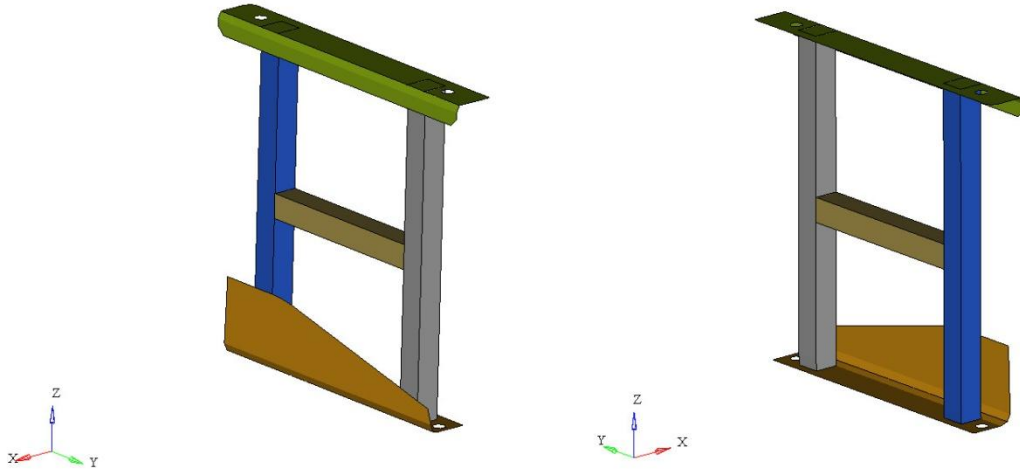


Şekil 4.5. Sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı

4.2. Profil Kaynaklı Ayak Tasarımı ve Simülasyonu

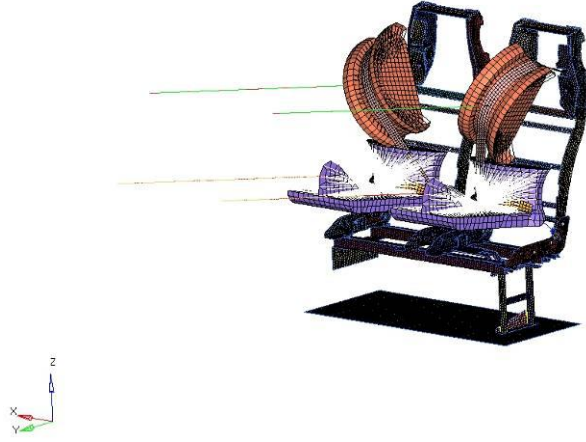
Profil kaynaklı ayak tasarımı yapılırken firma bünyesinde en çok kullanılan 20x30 profiller kullanılmıştır. Bunun yanında bir adet alt ve bir adet üst sac bulunmaktadır. Görsel olarak müşterinin isteği doğrultusunda dışında bir kapak olacak şekilde tasarım yapılmıştır. Kapak mukavemete katkısı olmadığı düşünülerek sonlu elemanlar modelinde kullanılmamıştır.

CATIA programında tasarımı yapılmıştır. Koltukta üst sac 4mm, alt sac kalınlığı ise 3mm den oluşmaktadır. Yan profiller 3mm kalınlığında, orta profil ise 2mm kalınlığındadır (Şekil 4.6.). Bu değerler bir çok zamana bağlı analiz yapılarak optimuma getirilmiş değerlerdir.



Şekil 4.6. Profil kaynaklı ayak tasarımı

Tasarımı yapılan ayağın belirlenen M3 koltuk tipi için sonlu elemanlar modeli Hypermesh programında oluşturulmuştur (Şekil 4.7.). Sonlu elemanlar modeli 70422 elemandan oluşmaktadır.

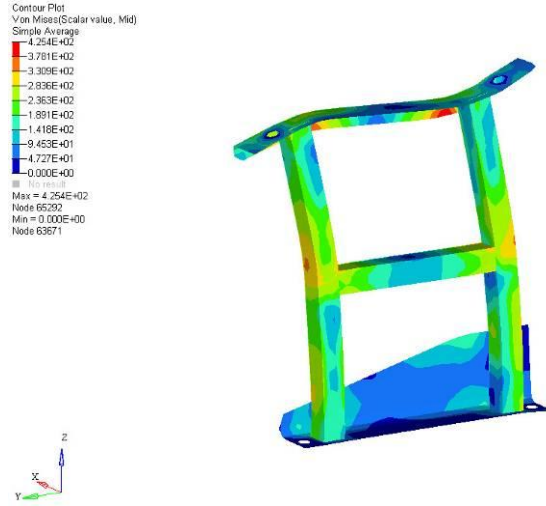


Şekil 4.7. Profil kaynaklı ayak ile koltuğun sonlu elemanlar modeli

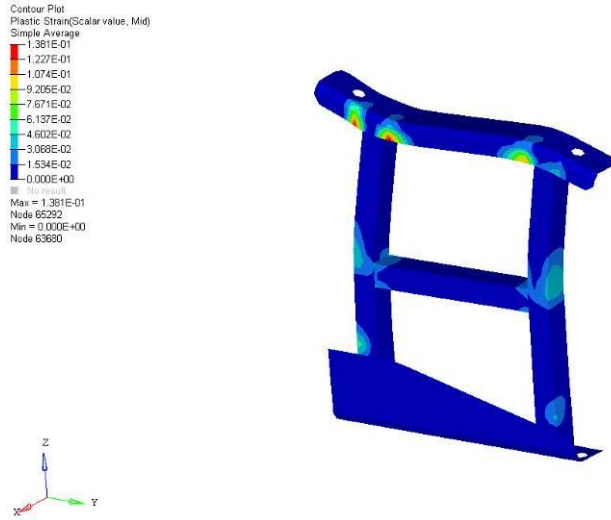
Bu tasarımda malzeme olarak S235JR ve E235JR çelikleri kullanılmıştır. Her ikisinin de değeri çok yakın olduğundan tek bir malzeme tanımlaması yapılmıştır. Hypermesh programında malzeme tanımlaması yapılırken elastisite modülü 210000 Mpa, poisson oranı 0,3 ve yoğunluğu $7,8 \times 10^{-9}$ ton/mm³ olarak alınmıştır. Malzemenin gerçek çekme eğrisi sac pres ayaktakiyle aynı alınmıştır.

Tüm tanımlamalar yapıldıktan sonra alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) Radioss çözücüsünde analiz yapılmıştır.

Analiz sonuçları Hyperview programında incelenmiştir. Ayakta oluşan maksimum stres 425 Mpa (Şekil 4.8.), oluşan maksimum plastik uzama ise %13 çıkmıştır (Şekil 4.9.). Koltuk ve ayak ECE-R14 emniyet kemer çekme testinden başarıyla geçmiştir.



Şekil 4.8. Profil kaynaklı ayaktaki Von Misses stres dağılımı

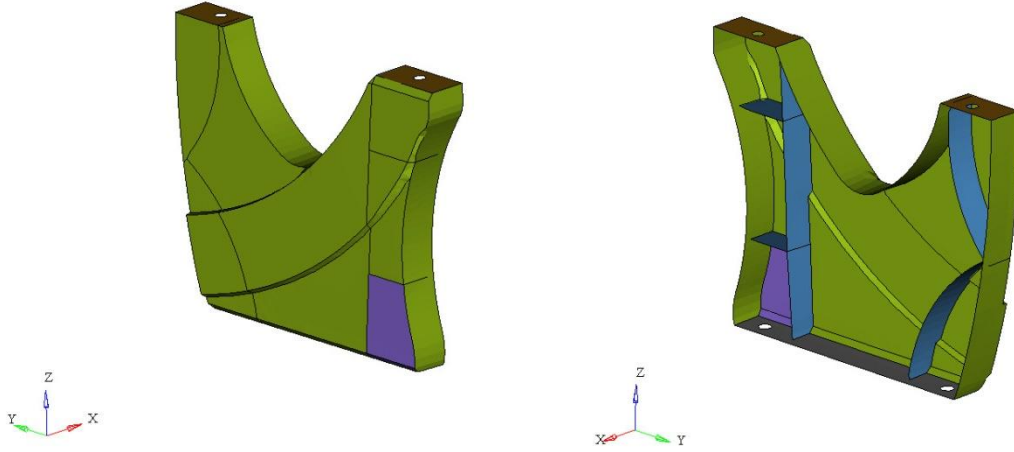


Şekil 4.9. Profil kaynaklı ayaktaki plastik uzama dağılımı

4.3. Alüminyum Enjeksiyon Ayak Tasarımı ve Simülasyonu

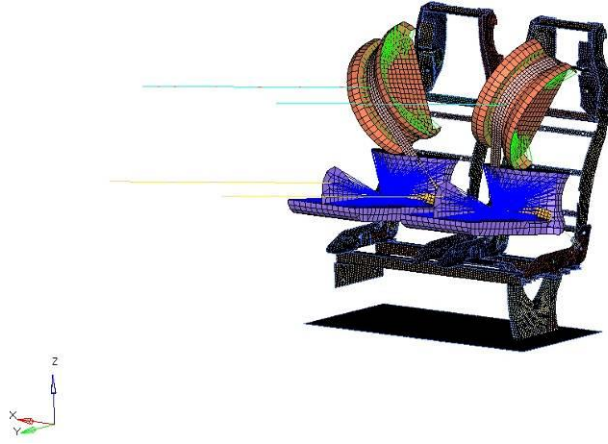
Alüminyum koltukta hafiflik açısından önemli bir seçimdir. Fakat mukavemet değerleri çeliğin yanında daha düşük olduğundan ECE-R14 testinde sıkıntılara neden olmaktadır. Bu yüzden tasarım yapılırken alüminyum enjeksiyon alanında uzman yan sanayimizden hem tasarım hem de malzeme seçimiyle ilgili destek alınmıştır.

CATIA programında tasarım yapılmıştır. Tasarım enjeksiyon ile üretileceği için tasarımda da esneklik sağlanmıştır. Minimum yerde kalınlık 3mm, maksimum yerde ise 5,3mm olarak dizayn dondurulmuştur (Şekil 4.10.). Bu değerler bir çok zamana bağlı analiz yapılarak optimuma getirilmiş değerlerdir.



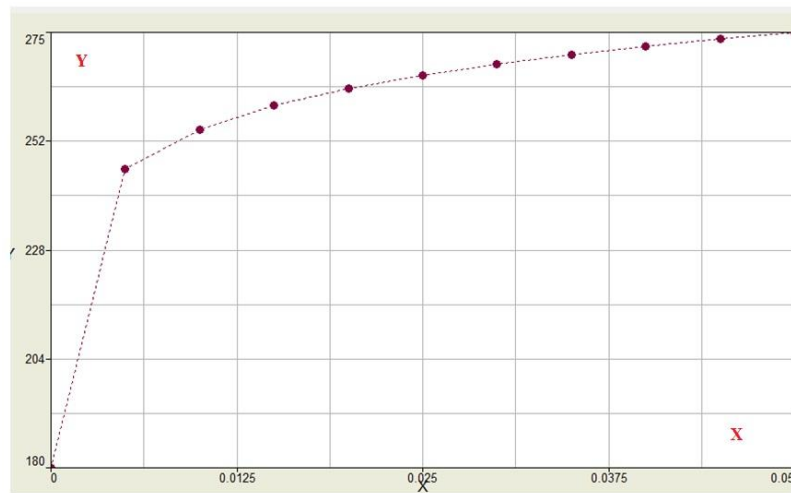
Şekil 4.10. Alüminyum enjeksiyon ayak tasarımı

Tasarımı yapılan ayağın belirlenen M3 koltuk tipi için sonlu elemanlar modeli Hypermesh programında oluşturulmuştur (Şekil 4.11.). Sonlu elemanlar modeli 70466 elemandan oluşmaktadır.



Şekil 4.11. Alüminyum enjeksiyon ayak ile koltuğun sonlu elemanlar modeli

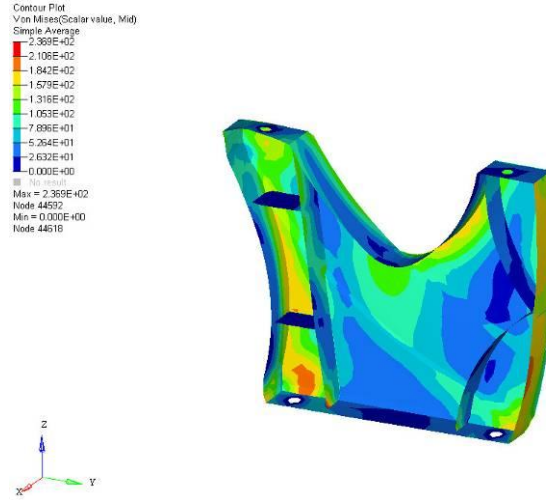
Üretim yöntemi açısından en uygun alüminyum malzeme serisi Etial'dir. Bunlar içerisinde de piyasada bulunabilirliği en kolay olan Etial171 malzemesi seçilmiştir. Hypermesh programında malzeme tanımlaması yapılırken elastisite modülü 74000 Mpa, poisson oranı 0,33 ve yoğunluğu $2,7 \times 10^{-9}$ ton/mm³ olarak alınmıştır. Malzemenin gerçek çekme eğrisi çıkartılarak ayrıca tanımlanmıştır (Şekil 4.12.).



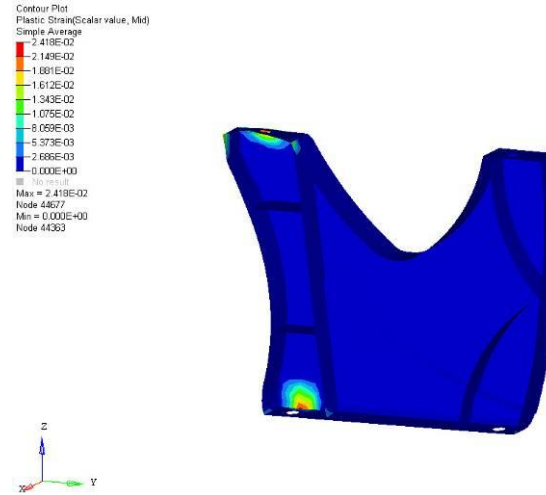
Şekil 4.12. Etial171 malzemesi gerçek çekme eğrisi-x eksenini:% uzama-y eksenini:Gerilme(Mpa)

Tüm tanımlamalar yapıldıktan sonra alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) Radioss çözücüsünde analiz yapılmıştır.

Analiz sonuçları Hyperview programında incelenmiştir. Ayakta oluşan maksimum stres 236 Mpa (Şekil 4.13.), oluşan maksimum plastik uzama ise %3 çıkmıştır (Şekil 4.13.). Koltuk ve ayak ECE-R14 emniyet kemer çekme testinden başarıyla geçmiştir.



Şekil 4.13. Alüminyum enjeksiyon ayaktaki Von Misses stres dağılımı



Şekil 4.14. Alüminyum enjeksiyon ayaktaki plastik uzama dağılımı

4.4. Üç Tip Koltuk Bağlantı Elemanı (Ayak) Maliyet Analizi

Bu yapılan tasarım ve analiz çalışmaları ile elimizde testten geçebilen 3 tip koltuk bağlantı elemanı elde edilmiştir. Bu aşamada yapılacak maliyet açısından en uygun yöntemi seçmek olacaktır. Seçilen ayak tasarımında optimum yapıyı yakalamak adına optimizasyon çalışmaları yapılacaktır.

Maliyet analizi yapılırken işçilik maliyetleri, kalıp maliyetleri, bir sene içerisinde kullanılan ayak adetleri ve tipleri gibi kıstaslar ele alınmıştır. Maliyet analizinde bir senelik gider pres ayak için 388662 TL., profil kaynaklı ayak için 421167 TL. ve alüminyum enjeksiyon ayak için ise 804360 TL. olarak bulunmuştur (Çizelge 4.1.).

Çizelge 4.1. Üç tip ayak için maliyet analiz tablosu

2.3995	ÖLÇÜ	YILLIK KULLANIM	GENEL YÜZDE	ALTERNATİF-1 SAC PRES		ALTERNATİF-2 PROFİL KAYNAKLI		ALTERNATİF-3 ALÜMİNYUM		GENEL TOPLAM		
				(HK2)	(YATIRIM)	(HK2)	(YATIRIM)	(HK2)	(YATIRIM)	ALT 1	ALT 2	ALT 3
1	100	150	0.47%	2.92 €	27,650 €	4.55 €	20,002 €	2.81 €	10,419 €	438 €	683 €	421 €
2	125	100	0.31%	3.07 €		4.61 €		3.24 €	10,419 €	307 €	461 €	324 €
3	150	100	0.31%	3.31 €		4.67 €		3.59 €	10,419 €	331 €	467 €	359 €
4	175	100	0.31%	3.63 €		4.73 €		3.82 €	10,419 €	363 €	473 €	382 €
5	200	150	0.47%	3.81 €		4.79 €		4.04 €	41,675 €	571 €	718 €	606 €
6	225	300	0.93%	4.14 €		4.85 €		4.45 €	12,503 €	1,242 €	1,454 €	1,336 €
7	250	200	0.62%	4.32 €		4.91 €		4.77 €	12,503 €	865 €	981 €	954 €
8	275	22,000	68.54%	4.33 €		4.96 €		4.78 €	12,503 €	95,329 €	109,216 €	105,220 €
9	300	3,500	10.90%	4.33 €		5.02 €		4.99 €	12,503 €	15,166 €	17,581 €	17,459 €
10	325	5,500	17.13%	4.33 €		5.08 €		5.30 €	54,178 €	23,832 €	27,949 €	29,144 €
		32,100	100%									
				27,650 €		20,002 €		187,539 €	138,445 €	159,984 €	156,205 €	
									27,650 €	20,002 €	187,539 €	
									166,095 €	179,986 €	343,744 €	

Yapılan çalışma sonucunda sac pres ayak tasarımı kullanılması ve bu üretim yöntemiyle optimizasyon çalışması yapılması kararı alınmıştır.

4.5. Yeni Sac Pres Ayağa Gelen Maksimum Kuvvetlerin Yazdırılması

Maliyet açısından en uygun yöntem olan sac pres ayak tasarımında kullanılan malzeme S235JR çeliğiydi. Yapılan araştırmalar sonucunda bir üst çelik sınıfına çıkılarak maliyet açısından kazanım sağlanacağı görülmüştür. Bu yüzden pres ayak tasarımında malzeme S420MC ye çevrilerek kalınlık azaltımına gidilmiştir. Bunun yanında hafifleme de sağlanmıştır.

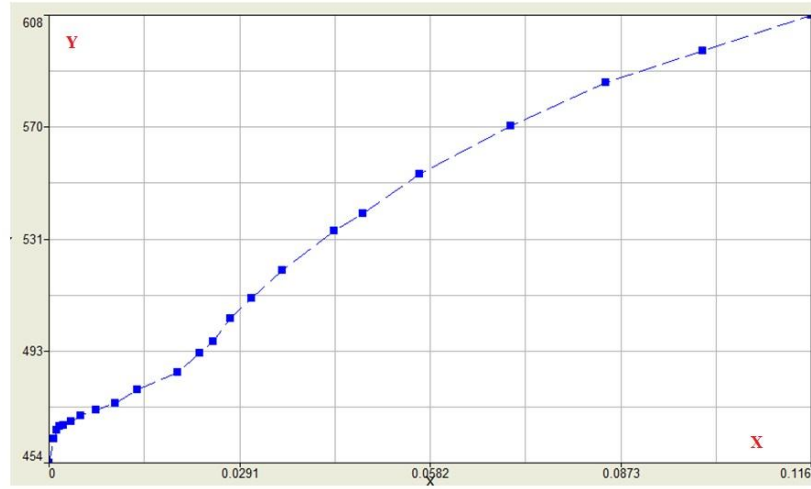
Ayak üst yapıya ya kaynaklı yada civata ile bağlanabilmektedir. Zemine ise civata ile sıkılmaktadır. Çekme testi sırasında kuvvet aktarımı üst yapıdan civata yoluyla olmaktadır. Optimizasyon için alt delik bağlantıları rijit kabul edilerek üst bağlantı deliklerine gelen maksimum kuvvetlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bunu eğrisel anlamda elde edebilmek adına Hypermesh programında output block tanımlaması yapılmıştır.

Bunun için M3 sınıfı sac pres ayaktan oluşan bir koltuğun sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur (Şekil 4.15.). Sonlu elemanlar modeli 30383 elemandan oluşmaktadır.



Şekil 4.15. Ayağa gelen maksimum kuvveti görmek için oluşturulan sonlu elemanlar modeli

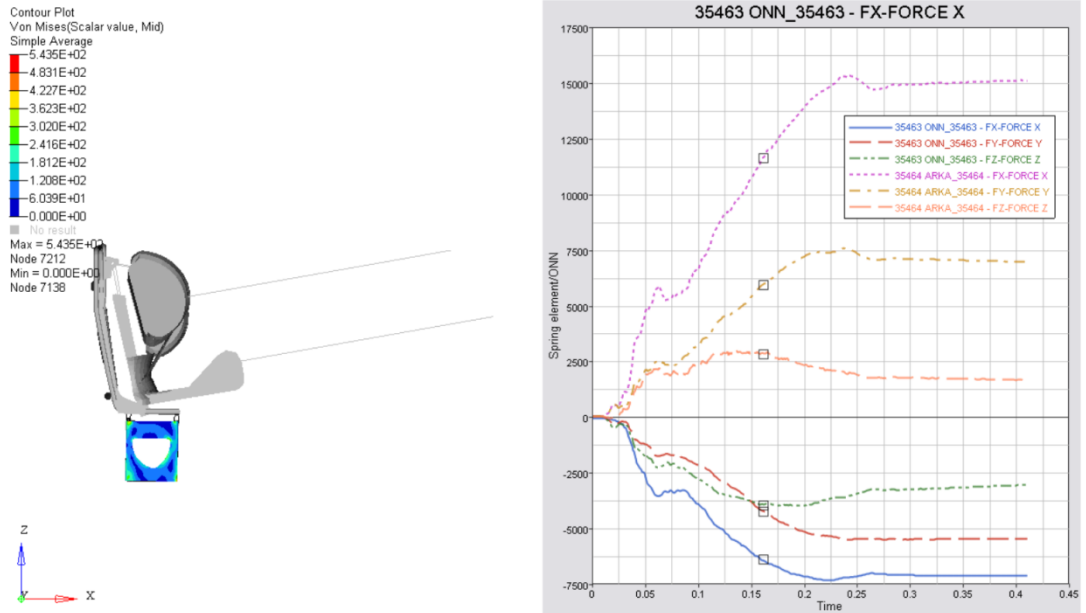
Bu tasarımda malzeme olarak belirtildiği gibi S420MC çeliği kullanılmıştır. Hypermesh programında malzeme tanımlaması yapılırken elastisite modülü 210000 Mpa, poisson oranı 0,3 ve yoğunluğu $7,8 \times 10^{-9}$ ton/mm³ olarak alınmıştır. Malzemenin gerçek çekme eğrisi çıkartılarak ayrıca tanımlanmıştır (Şekil 4.16.).



Şekil 4.16. S420MC malzemesi gerçek çekme eğrisi-x eksenini:uzama-y eksenini:Gerilme(Mpa)

Alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) Radioss çözücüsünde analiz yapılmıştır.

Ayağa gelen kuvvetler Hypergraph programında incelenmiştir (Şekil 4.17.).



Şekil 4.17. Ayağa gelen maksimum kuvvetler

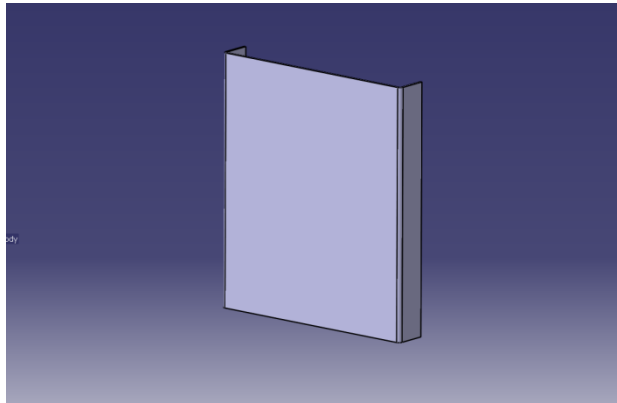
Sonuçlar incelendiğinde yaklaşık arka civata da x ekseninde $F_x=15000\text{N}$, y ekseninde $F_y=7500\text{N}$, z ekseninde $F_z=2500\text{N}$ kuvvet oluşmuştur. Ön civata da ise x ekseninde $F_x=-7500\text{N}$, y ekseninde $F_y=-5500\text{N}$, z ekseninde ise $F_z=-3750\text{N}$ luk kuvvet oluşmuştur.

4.6. Sac Pres Ayak ile Topoloji Optimizasyonu Çalışması

Maliyet analizi sonucunda da görüldüğü üzere en uygun araç bağlantı elemanı sac pres ayak seçilmiştir. Bu aşamada optimum tasarımı elde etmek adına optimizasyon çalışması yapılacaktır.

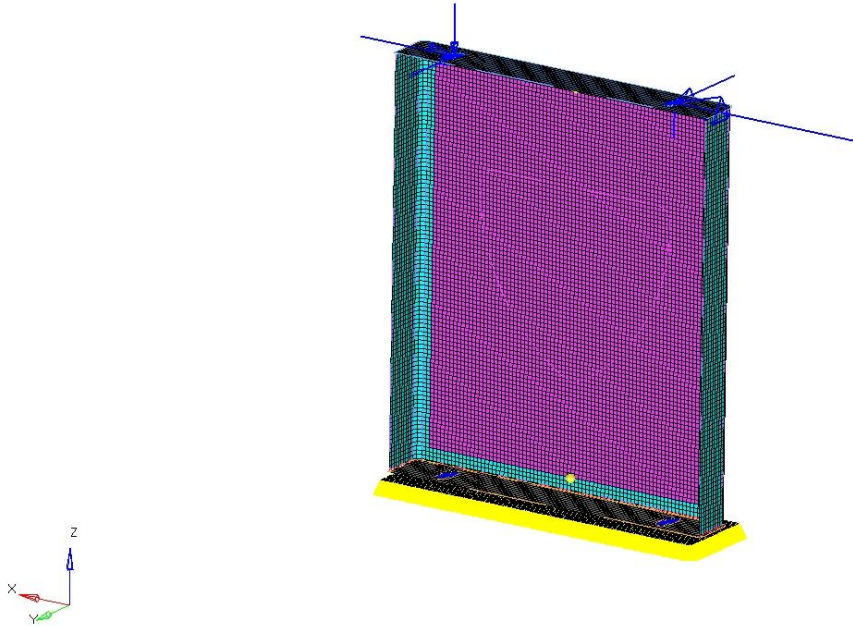
Bilindiği gibi topoloji optimizasyonu son yıllarda popüler olan yapısal optimizasyon yöntemidir. Başlıca hedef malzeme dağılımına göre optimum tasarımı elde etmektir. Topoloji optimizasyonu yapılırken ilk önce bir amaç fonksiyonu belirlenir. Ardından tasarım değişkeni ve kısıtlamalar tanımlanarak model kurulur.

Öncelikle koltuğumuza bağlayacağımız eni, boyu ve yükseklik belli olan bir sac pres ayak CATIA programında tasarlanır (Şekil 4.18.). $w=35\text{mm}$, $l=250\text{mm}$ ve $h=300\text{mm}$ 'dir.



Şekil 4.18. Topoloji optimizasyonu için tasarlanan sac pres ayak

Tasarlanan ayağın datası Hypermesh'e alınarak sonlu elemanlar modeli oluşturulur. Ayak alt, üst ve orta sacı ile yeri simgeleyen komponentler 2 boyutlu shell elemanlar ile modellenmiştir (Şekil 4.19.). Kaynak ve bağlantı elemanları 1 boyutlu rbe2 eleman ile tanımlanmışlardır. Sonlu elemanlar modeli 15820 elemandan oluşmaktadır. Komponentlerin birbirlerini tanıması adına aralarında contactlar oluşturulmuştur. Ayak malzemesi olarak E420MC çeliği tanımlanmıştır. Bu aşamada optimizasyon çalışması yapılırken uygulanacak maksimum kuvvetler statik analiz ile modele aktarılacaktır. Bu yüzden malzemenin sadece elastisite modülü, poisson oranı ve yoğunluğu programa tanıtılmıştır.



Şekil 4.19. Topoloji optimizasyonu sonlu elemanlar modeli

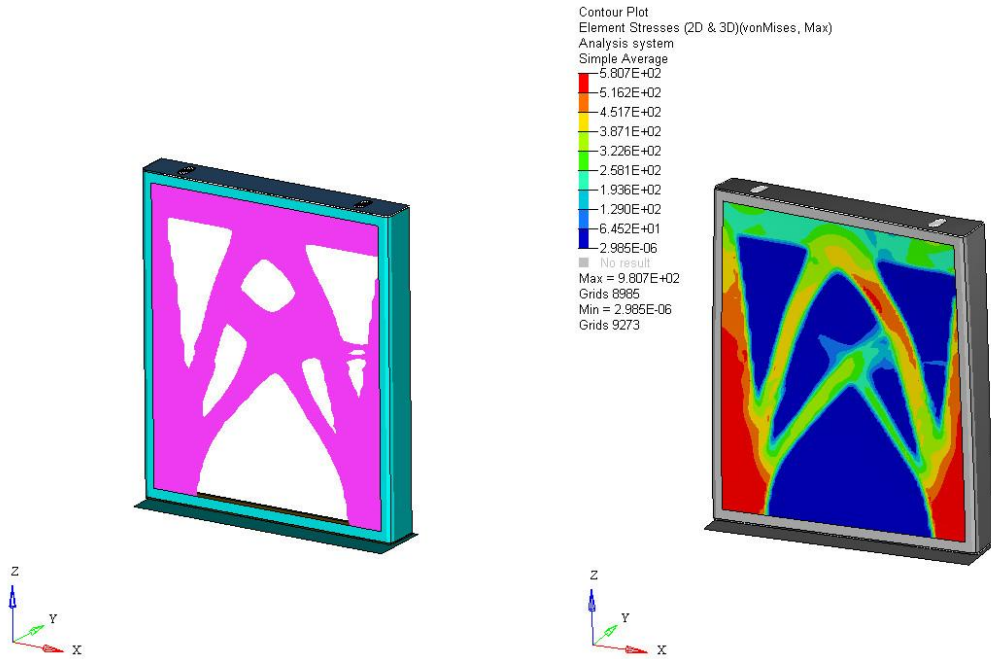
Modellenen sonlu elemanlar modeli araç bağlantı kısımlarından 6 serbestlik derecesinde kısıtlanmıştır. Üst gruba bağlantı yerlerinden ise hesaplanan maksimum kuvvetler tanımlanmıştır. Bu kuvvetler arka civata da x ekseninde $F_x=15000\text{N}$, y ekseninde $F_y=7500\text{N}$, z ekseninde $F_z=2500\text{N}$ 'dur. Ön civata da ise x ekseninde $F_x=-7500\text{N}$, y ekseninde $F_y=-5500\text{N}$, z ekseninde ise $F_z=-3750\text{N}$ 'dur.

Optimizasyon için tanımlamalara geçecek olursak bir amaç fonksiyonu belirlenmelidir. Amaç fonksiyonu hacmin yani malzemenin minimize edilmesidir. Tasarım değişkeni

eleman yoğunluğudur. Kısıtımız ise oluşacak maksimum Von Mises gerilmesidir. Bu E420MC malzemenin çekme gerilmesinin biraz altında seçilir. Değeri ise 580 MPa'dır.

Malzeme çıkartımı yapılacak kısım Şekil 4.19.' de görüleceği gibi mor ile modellenen kısımdır. Malzeme boşaltımı yapılırken z eksenine göre simetrik şekilde yapılması da ayrıca programa tanıtılmıştır.

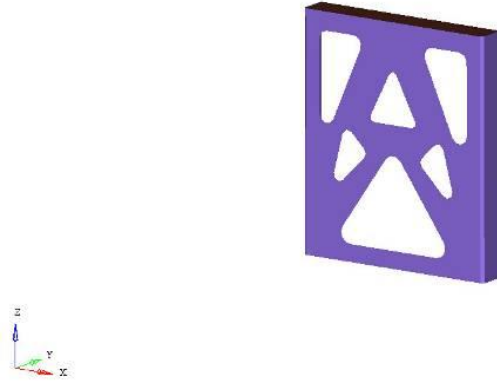
Tüm bu modelleme ve tanımlama işlemleri bittikten sonra Optistruct çözücüsü ile iterasyon başlatılır. 18. iterasyon sonucunda Hyperview programında Şekil 4.20' de görülen dizayn ortaya çıkmaktadır.



Şekil 4.20. Topoloji optimizasyonu sonucu ayak dizaynı ve Von Mises gerilme dağılımı

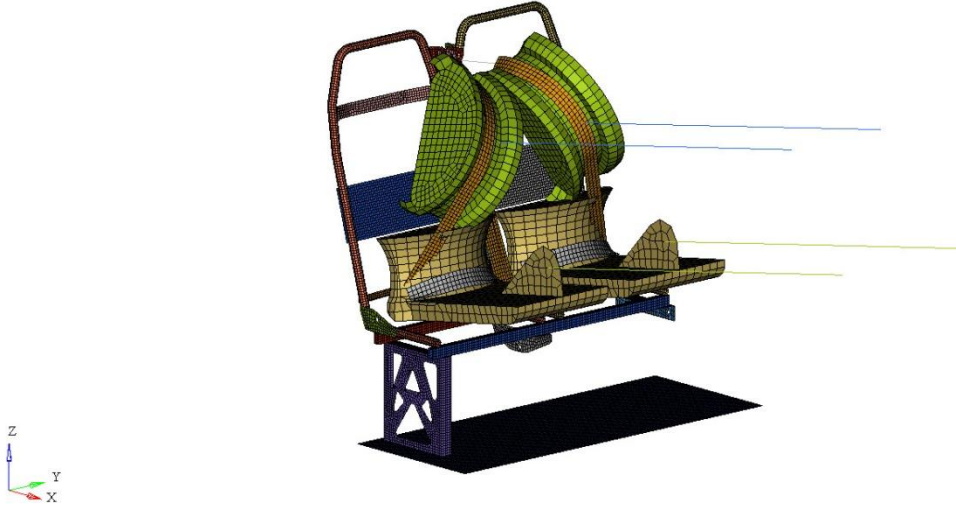
4.7. Topoloji Optimizasyonu Sonucunda Elde Edilmiş Sac Pres Ayak Tasarımları ve Çekme Testi Simülasyonları ile Doğrulanması

Optistruct çözücüsü ile yapılan analiz sonucunda ortaya çıkan dizayn CATIA programında modellenmiştir. Bu tasarımda üst sac kalınlığı 3mm, orta sac kalınlığı 2mm ve alt sac kalınlığı ise 3mm'dir (Şekil 4.21.).



Şekil 4.21. Topoloji optimizasyonu sonucunda oluşturulan yeni dizayn

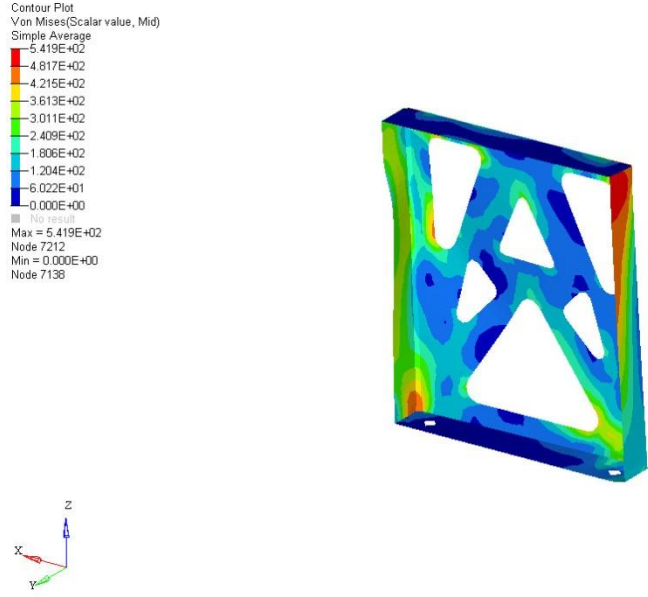
Yapılan yeni tasarımı doğrulamak ve ECE-R14 simülasyonunda davranışını görmek gerekir. Bunun için M3 sınıfı optimize edilmiş sac pres ayaktan oluşan bir koltuğun sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modeli 30488 elemandan oluşmaktadır.



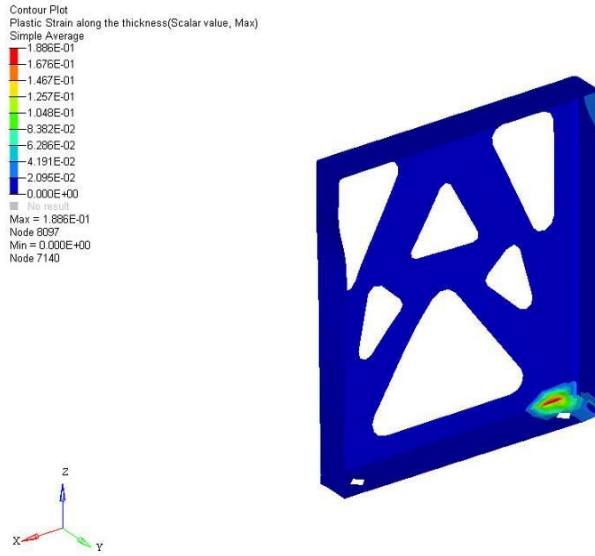
Şekil 4.22. Topoloji optimizasyonu sonucu sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli

Bu tasarımda malzeme olarak belirtildiği gibi S420MC çeliği kullanılmıştır. Alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) Radioss çözücüsünde analiz yapılmıştır.

Ayakta oluşan maksimum stres 542 Mpa (Şekil 4.23.), oluşan maksimum plastik uzama ise %18 çıkmıştır (Şekil 4.24.). Koltuk ve ayak ECE-R14 emniyet kemer çekme testinden başarıyla geçmiştir.

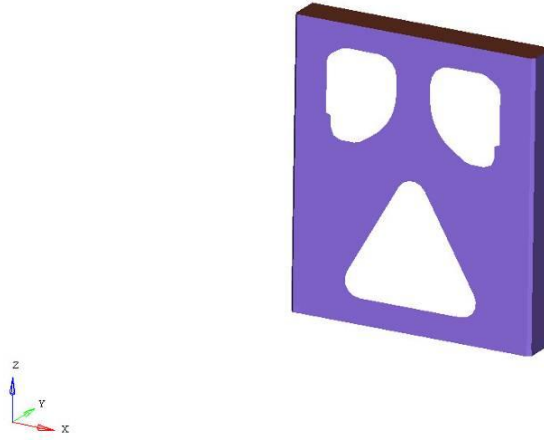


Şekil 4.23. Optimize sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı

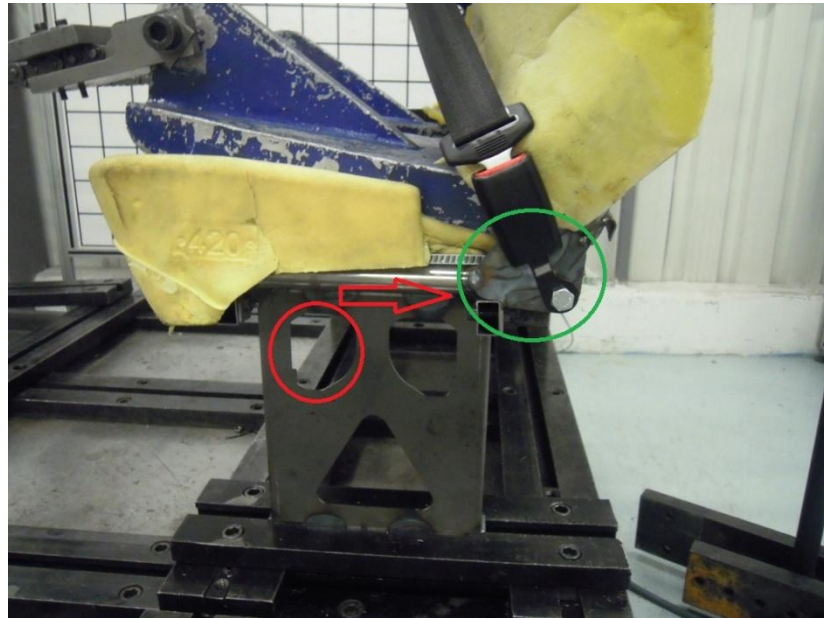


Şekil 4.24. Optimize sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı

Bu aşamada malzeme çıkartımı ile ortaya boşaltılacak kısımların hurdaya atılmadan değerlendirilebileceği fikri ortaya çıkmıştır (Şekil 4.26.). Bu yüzden tasarımda değişikliğe gidilmesi kararı alınmıştır. CATIA programında orta sacın üst kısmında boşaltımı yapılacak sacların koltuğun yanak saclarında kullanılabileceği şekilde tasarımı yapılmıştır (Şekil 4.25.).

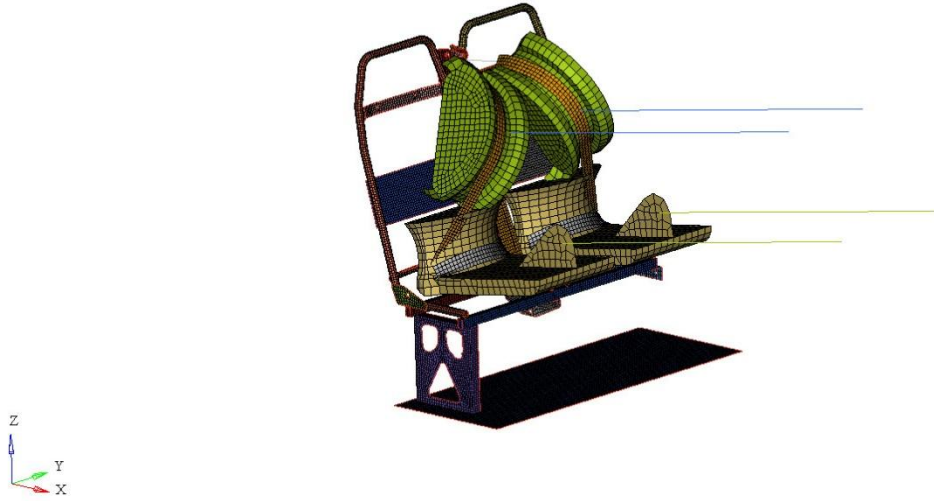


Şekil 4.25. Dizayn değişikliği kararı ile oluşturulan yeni sac pres ayak



Şekil 4.26. Çıkartılan parçanın yanak sacında kullanımı

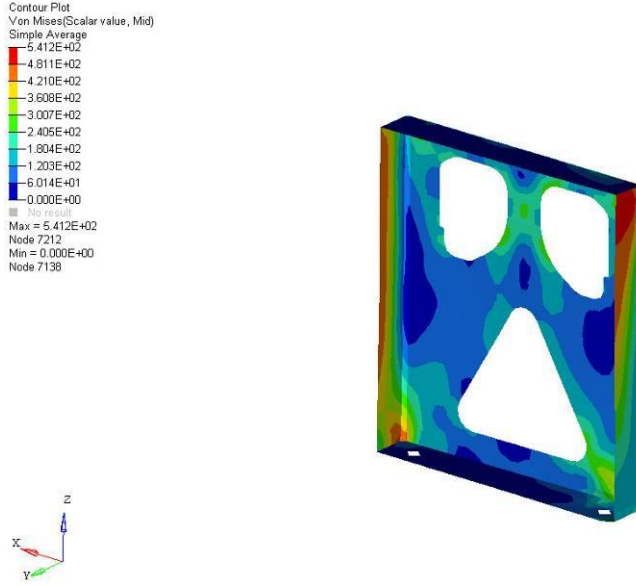
Bu şekilde tasarımı değiştirilen ayağın ECE-R14 simülasyonunda davranışını görmek gerekmektedir. Bu yüzden bir önceki dizaynda modellenen ayağın yerine son dizaynın sonlu elemanlar modeli adapte edilir (Şekil 4.27.). Sonlu elemanlar modeli 30443 elemandan oluşmaktadır.



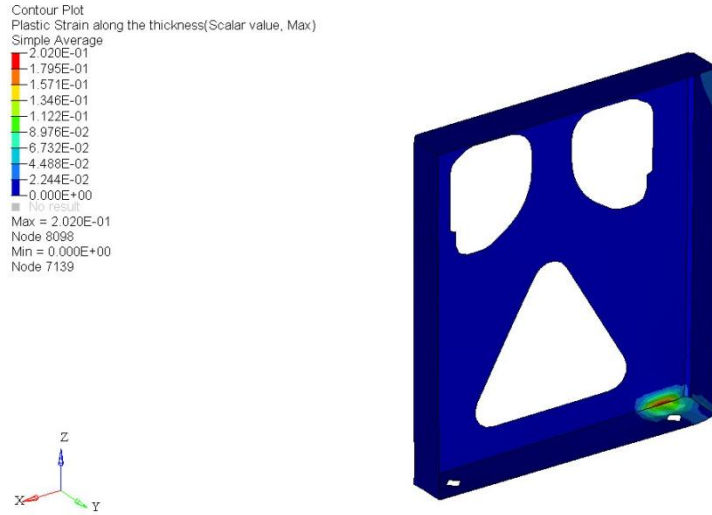
Şekil 4.27. Dizayn değişikliği sonucu sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli

Bu tasarımda da malzeme olarak belirtildiği gibi S420MC çeliği kullanılmıştır. Alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) Radioss çözücüsünde analiz yapılmıştır.

Ayakta oluşan maksimum stres 541 Mpa (Şekil 4.28.), oluşan maksimum plastik uzama ise %20 çıkmıştır (Şekil 4.29.). Ayağın arka bağlantı civatası bölgesinde çok küçük lokal kopma olsa da koltuk ve ayak ECE-R14 emniyet kemer çekme testinden başarıyla geçmiştir.



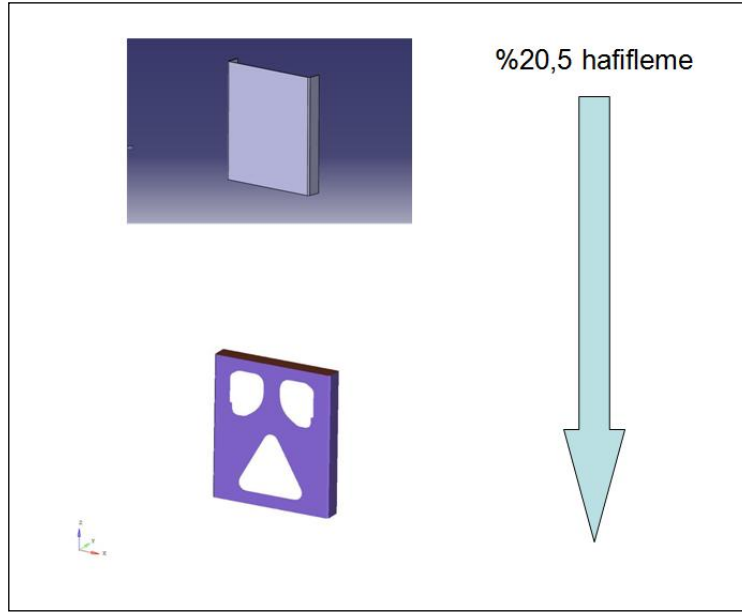
Şekil 4.28. Dizayn değişikliği sonucu sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı



Şekil 4.29. Dizayn değişikliği sonucu sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı

4.8. Topoloji Optimizasyonları Sonucunda Ayakta Oluşan Ağırlık Azaltımının İncelenmesi

Yapılan ilk dizayn olan ve hiç bir malzeme boşaltımı yapılmayan ayağımızın ağırlığı 1,7 kilogramdır. Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen son tasarım ise 1,35 kilogram gelmektedir. Buna göre sadece ayakta %20,5'lik bir ağırlık kazanımı olmuştur (Şekil 4.30.).



Şekil 4.30. Topoloji optimizasyonu sonucunda ağırlık kazanımı

4.9. Topoloji Optimizasyonu Sonucunda Elde Edilmiş Sac Pres Ayağın Gerçek ECE-R14 Testi ile Doğrulanması

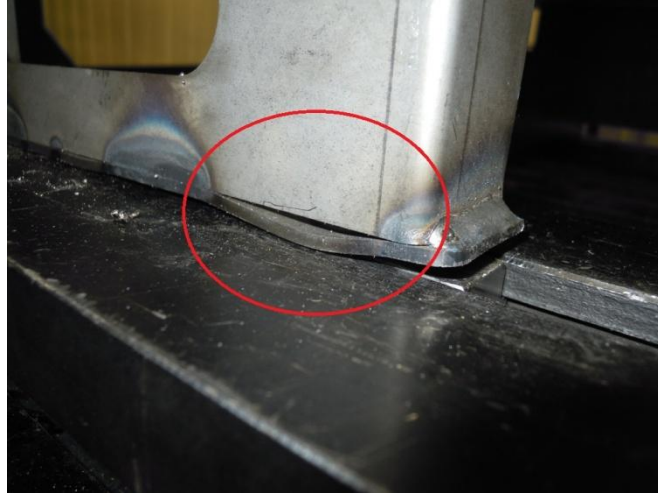
Bu aşamada yapılan dizaynın ve gerçekleştirilen analizlerin doğrulanması adına Grammer A.Ş. laboratuvarında ECE-R14 çekme testi yapılmıştır. Yapılan testte koltuk 3 nokta M3 sınıfı emniyet kemer çekme testine tabi tutulmuştur. Koltuğa simülasyonda olduğu gibi alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan ise 4500 N' luk kuvvetler uygulanmıştır.

Çekme testi sonucunda koltuk ve ayak başarıyla testten geçmiştir (Şekil 4.31.). Simülasyonda da belirtilen arka bağlantı civatasının üst bölümünde küçük lokal bir

kopma vardır(Şekil 4.32.).Bu sayede simülasyonda ön görülen doğrultuda gerçek testle kolera edilme işlemi de gerçekleşmiştir.



Şekil 4.31. ECE-R14 çekme testinde koltuğun yandan görünüşü



Şekil 4.32. ECE-R14 çekme testinde ayakta oluşan deformasyon

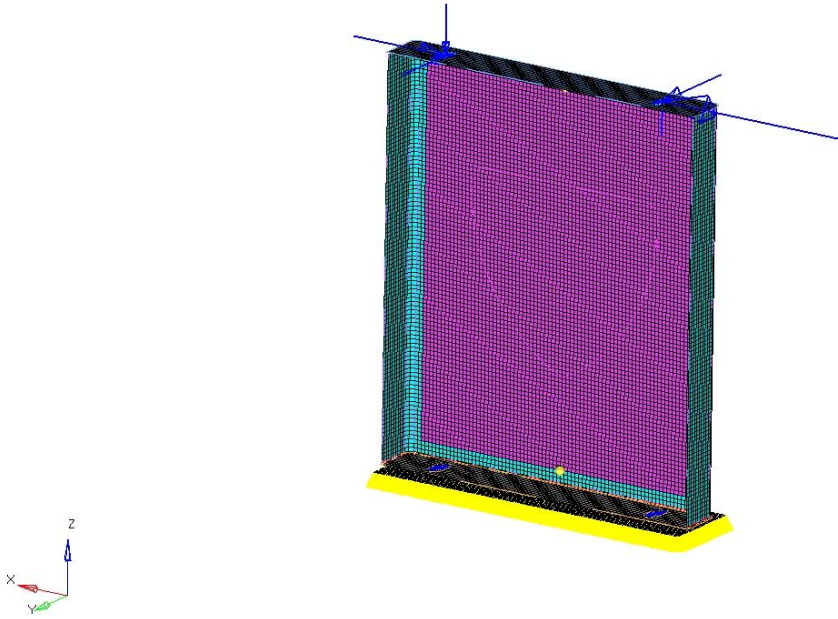
4.10. Sac Pres Ayak ile Topografya Optimizasyonu Çalışmaları

Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen tasarımın dışında yeni projelerde hem M3 hem de M2 sınıf araçlarda kullanılmak için daha mukavemetli bir tasarıma ihtiyaç olduğu belirlenmiştir.

Malzeme boşaltımının ikinci planda olduğu yapının federler ile güçlendirildiği optimizasyon türüne topografya optimizasyonu denir. Genellikle rijit yapılar elde etmede ve doğal frekansı değiştirmede kullanılmaktadır. Optimizasyonu gerçekleştirmek adına topolojide olduğu gibi amaç fonksiyonu, tasarım değişkenleri ve kısıtlamalar belirlenmelidir.

Daha önceden topoloji optimizasyonu için tasarlanmış kapalı ayak burada da kullanılabilir. $w=35\text{mm}$, $l=250\text{mm}$ ve $h=300\text{mm}$ 'dir (Şekil 4.33.).

Yine aynı şekilde topoloji optimizasyonunda kullanılan kapalı ayağın sonlu elemanlar modeli kullanılabilir. 2 boyutlu shell elemanlar ve 1 boyutlu rbe2 elemanlar ile modelleme gerçekleştirilir. 15820 elemandan oluşmaktadır. Malzeme olarak E420MC malzeme tanımlaması yapılır. Malzeme lineer bir şekilde tanımlanır. Elastisite modülü, poisson oranı ve yoğunluğu programa tanıtılır.



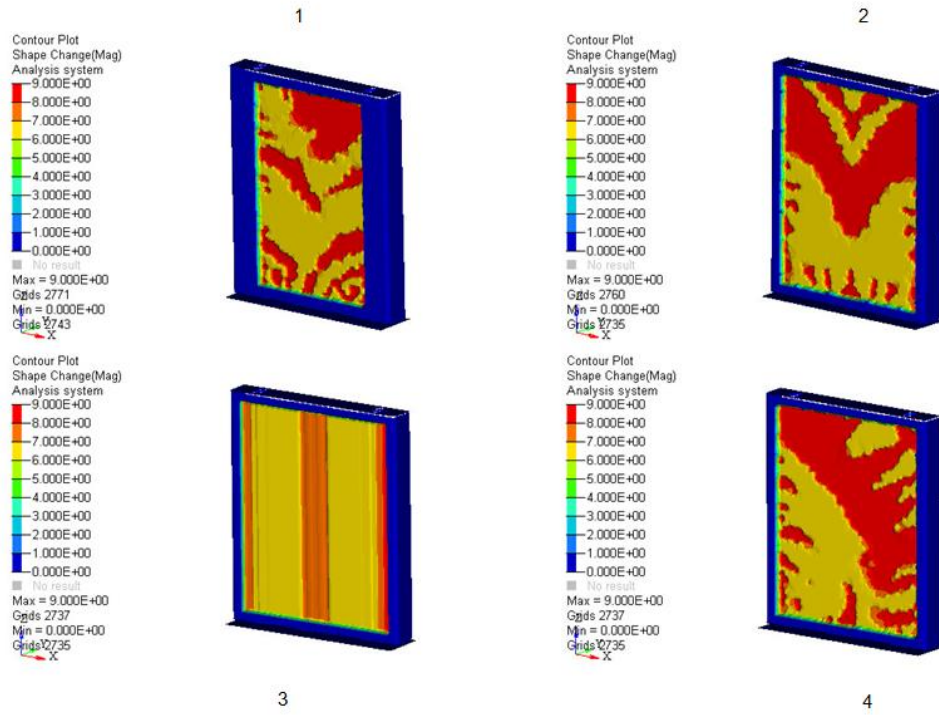
Şekil 4.33. Topografya optimizasyonu sonlu elemanlar modeli

Modellenen sonlu elemanlar modeli araç bağlantı kısımlarından 6 serbestlik derecesinde kısıtlanmıştır. Üst gruba bağlantı yerlerinden ise hesaplanan maksimum kuvvetler tanımlanmıştır. Bu kuvvetler arka civata da x ekseninde $F_x=15000\text{N}$, y ekseninde $F_y=7500\text{N}$, z ekseninde $F_z=2500\text{N}$ 'dur. Ön civata da ise x ekseninde $F_x=-7500\text{N}$, y ekseninde $F_y=-5500\text{N}$, z ekseninde ise $F_z=-3750\text{N}$ 'dur.

Optimizasyon için tanımlamalara geçecek olursak bir amaç fonksiyonu belirlenmelidir. Amaç fonksiyonu komponent üzerinde oluşan Von Misses gerilmesinin minimize edilmesidir. Tasarım değişkeni düğüm noktalarının topografyasıdır. Kısıtlarımız ise ayakta oluşabilecek maksimum Von Misses gerilmesi, federin komponent üzerinde nereye atılabileceğidir. Von Misses gerilme değeri maksimum 580 MPa seçilir.

Feder ile güçlendirilecek kısım Şekil 4.33' de görüleceği gibi mor ile modellenen kısımdır. Bunun yanında federin kalıptan çıkabilirliği önemlidir. Buna sac kalınlığı, malzeme türü gibi parametreler etki etmektedir. 2 mm E420MC malzemesi için seçilen kalıp parametrelerinde kalıp açısı 60° ve erkek kalıp yüksekliği 3mm'dir. Bunun dışında federlerin ne şekilde seçileceğine dair 4 çeşit analiz yapılmıştır. İlkinde hiç bir seçim yapılmadan, ikincisinde z ekseninde simetri ve dairesel(1pl sym-circular) şekilde, üçüncüsünde lineer, dördüncüsünde ise halka(cyclic) şeklindedir.

Tüm bu modellemeler ve tanımlamalar bittikten sonra Optistruct çözücüsü ile iterasyonlar başlatılır. İterasyonlar sonucunda Hyperview programında Şekil 4.34 'de de görülen dizaynlar ortaya çıkmıştır.

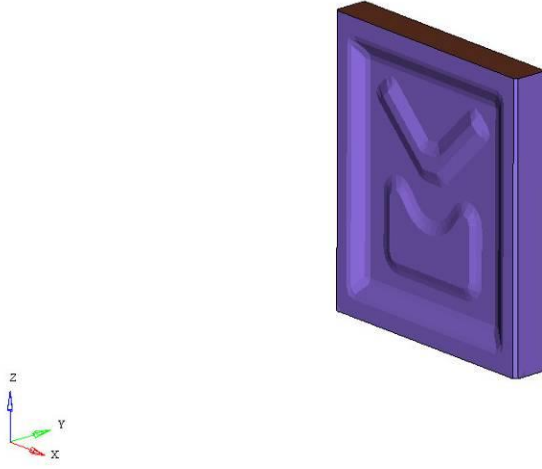


Şekil 4.34. Topografya optimizasyonu sonucunda ayak tasarımları

Bu dört analize göre 3. firmanın seride kullandığı ayak tasarıma benzediği için , 1. analiz sonucunda kalıptan çıkması zor olduğu için elemine edilmiştir. Kalan 2 ve 4 nolu tasarımların çekme testi simülasyonları yapılarak aralarından daha mukavemetli olan seçilecektir.

4.11. Topografya Optimizasyonu Sonucunda Elde Edilmiş Tip 1 Sac Pres Ayak Tasarımı ve Çekme Testi Simülasyonu ile Doğrulanması

Optistruct çözücüsü ile yapılan analiz sonucunda ortaya çıkan ilk dizayn CATIA programında modellenmiştir. Bu tasarımda üst sac kalınlığı 3mm, orta sac kalınlığı 2mm ve alt sac kalınlığı ise 3mm'dir (Şekil 4.35.).



Şekil 4.35. Topografya optimizasyonu sonucu tip1 için oluşturulan yeni dizayn

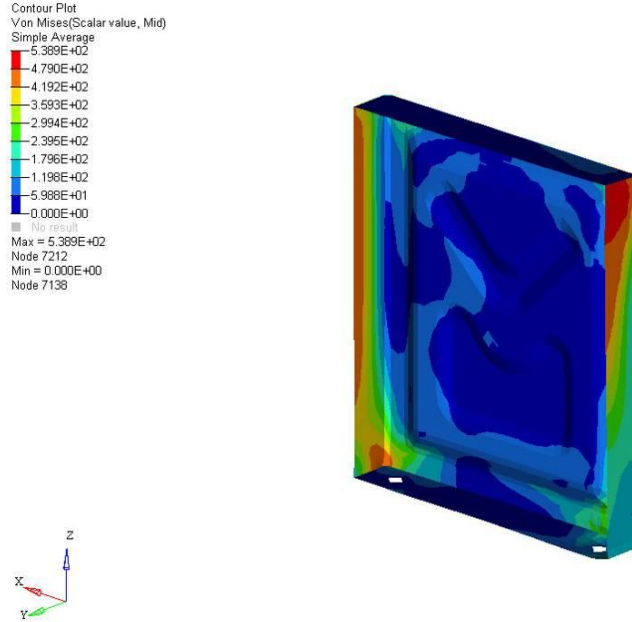
Yapılan yeni tasarımı doğrulamak ve ECE-R14 simülasyonunda davranışını görmek gerekir. Bunun için M3 sınıfı optimize edilmiş sac pres ayaktan oluşan bir koltuğun sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur(Şekil 4.36.). Sonlu elemanlar modeli 30940 elemandan oluşmaktadır.



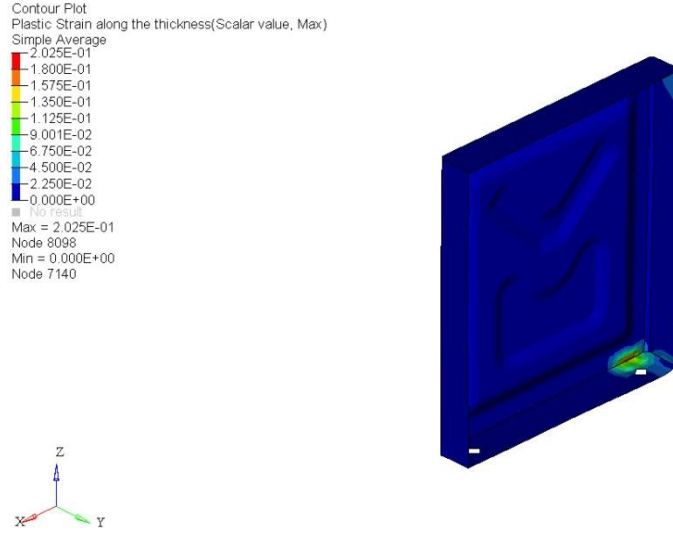
Şekil 4.36. Topografya optimizasyonu sonucu tip1 sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli

Bu tasarımda malzeme olarak belirtildiği gibi S420MC çeliği kullanılmıştır. Alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) Radioss çözücüsünde analiz yapılmıştır.

Ayakta oluşan maksimum stres 538 Mpa (Şekil 4.37.), oluşan maksimum plastik uzama ise %20 çıkmıştır (Şekil 4.38.). Koltuk ve ayak ECE-R14 emniyet kemer çekme testinden başarıyla geçmiştir.



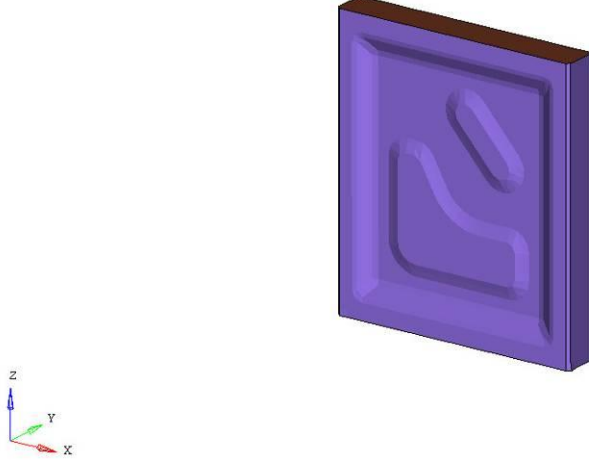
Şekil 4.37. Tip1 sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı



Şekil 4.38. Tip1 sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı

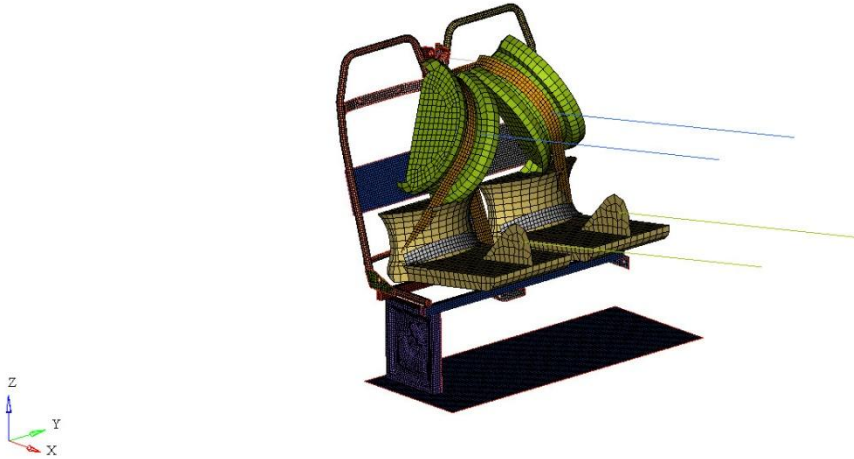
4.12. Topografya Optimizasyonu Sonucunda Elde Edilmiş Tip 2 Sac Pres Ayak Tasarımı ve Çekme Testi Simülasyonu ile Doğrulanması

Optistruct çözücüsü ile yapılan analiz sonucunda ortaya çıkan ikinci dizayn CATIA programında modellenmiştir. Bu tasarımda üst sac kalınlığı 3mm, orta sac kalınlığı 2mm ve alt sac kalınlığı ise 3mm'dir (Şekil 4.39.).



Şekil 4.39. Topografya optimizasyonu sonucu tip2 için oluşturulan yeni dizayn

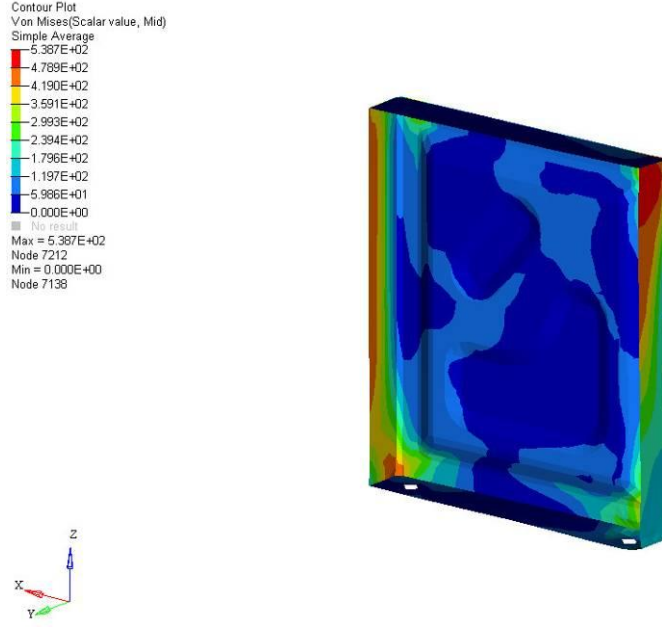
Yapılan yeni tasarımı doğrulamak ve ECE-R14 simülasyonunda davranışını görmek gerekir. Bunun için M3 sınıfı optimize edilmiş sac pres ayaktan oluşan bir koltuğun sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur (Şekil 4.40.). Sonlu elemanlar modeli 30934 elemandan oluşmaktadır.



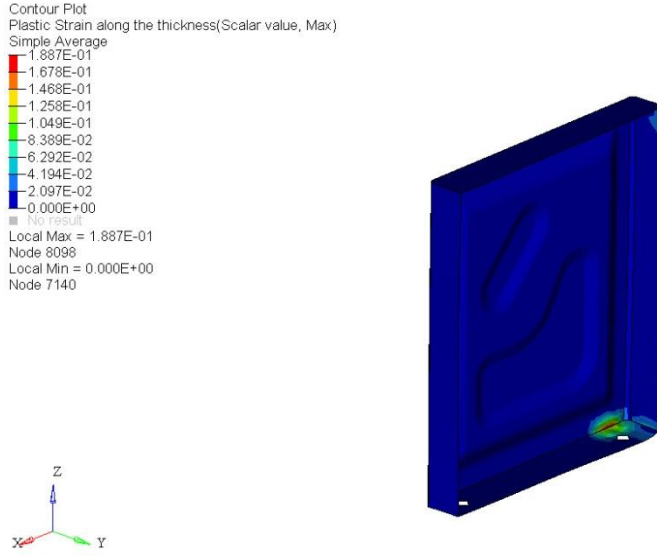
Şekil 4.40. Topografya optimizasyonu sonucu tip2 sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli

Bu tasarımda malzeme olarak belirtildiği gibi S420MC çeliği kullanılmıştır. Alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) Radioss çözücüsünde analiz yapılmıştır.

Ayakta oluşan maksimum stres 538 Mpa (Şekil 4.41.), oluşan maksimum plastik uzama ise %18 çıkmıştır (Şekil 4.42.). Koltuk ve ayak ECE-R14 emniyet kemer çekme testinden başarıyla geçmiştir.



Şekil 4.41. Tip2 sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı

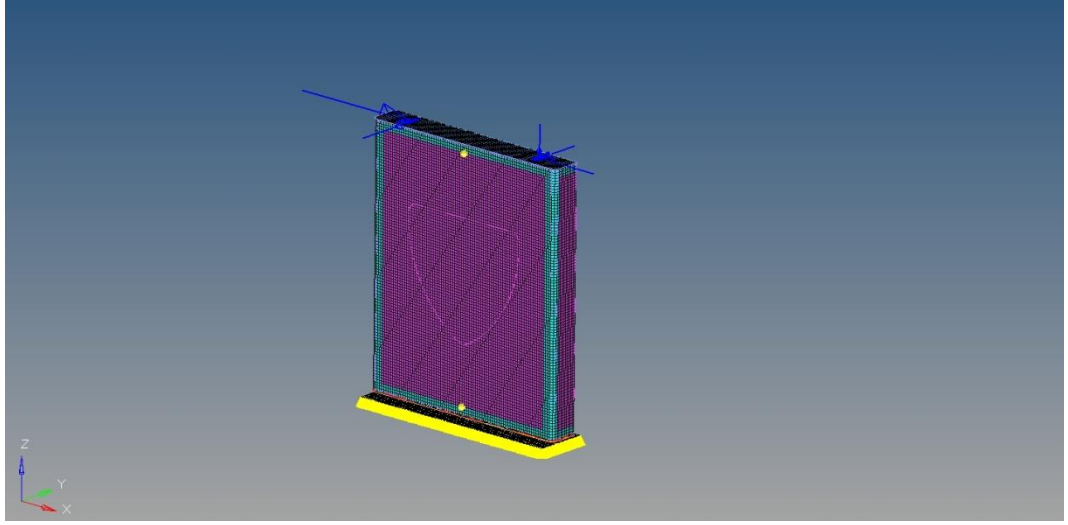


Şekil 4.42. Tip2 sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı

4.13. Simülasyon Sonuçlarına Göre Ayak Tasarımı Seçimi ve Topografya Optimizasyonu ile Güçlendirme Çalışmaları

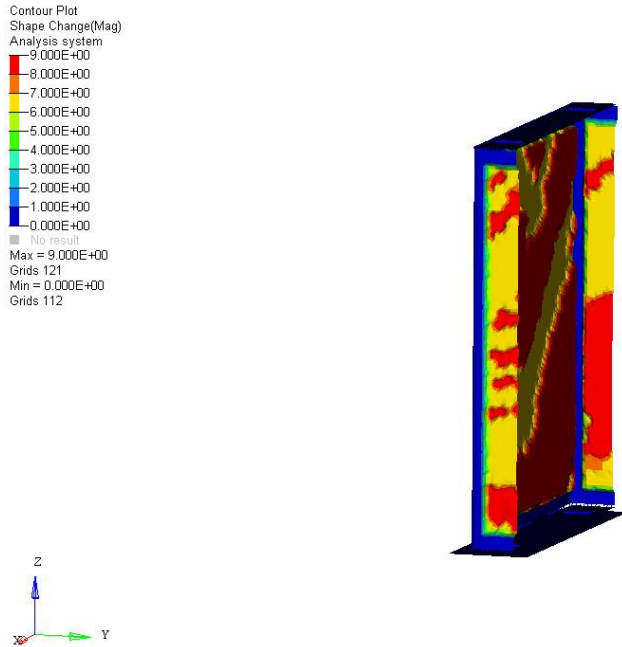
Topografya optimizasyonu sonucunda elde edilen 2 tip ayakta da Von Misses gerilme değerleri birbirine yakın çıkmıştır. Fakat tip2'de plastik uzama birincisine nazaran daha düşük çıkmıştır. Bu yüzden tip2 ayağı seçilmiştir.

Fakat görüldüğü gibi asıl stres dağılımı orta sacın yan etek bükümlerinde oluşmaktadır. Bu yüzden tip2 numaralı ayağın sonlu elemanlar modelinde yan kısımlarda feder atılabilecek bölüm olarak tanımlanarak analiz tekrar edilir (Şekil 4.43.).



Şekil 4.43. Tip2 ayağın tekrardan topografya optimizasyonu sonlu elemanlar modeli

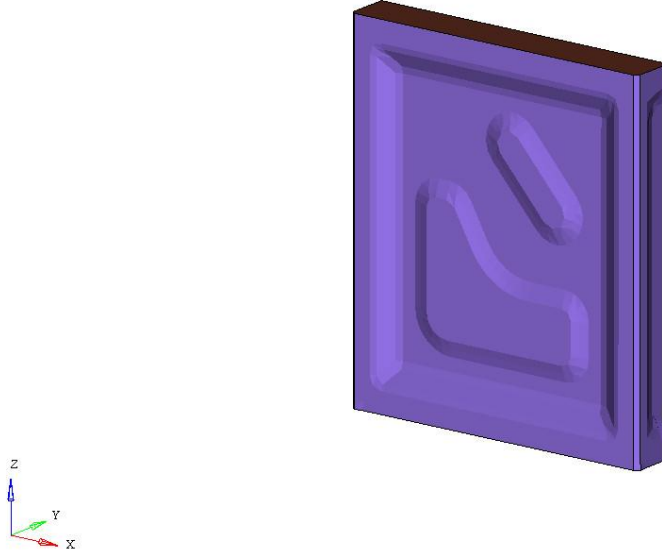
İterasyonlar sonucunda Hyperview programında Şekil 4.44 'de de görülen dizayn ortaya çıkmıştır.



Şekil 4.44. Değişiklik sonrası topografya optimizasyonu sonucunda tip2 ayak tasarımı

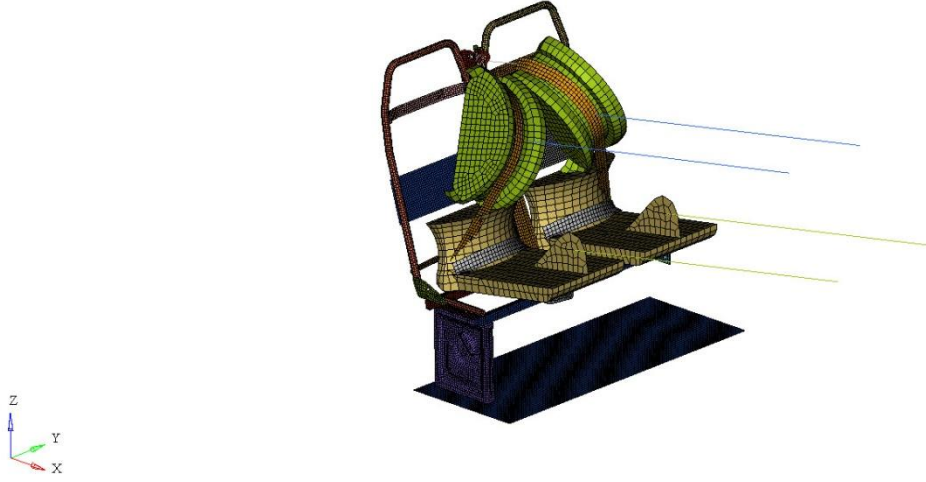
4.14. Topografya Optimizasyonu ile Elde Edilmiş Rijit Ayağın Çekme Testi Simülasyonu ile Doğrulanması

Elde edilen veriler doğrultusunda tip2'nin CATIA programında dizaynı tekrardan gözden geçirilir (Şekil 4.45.).Gözden geçirme işlemi yapıldıktan sonra sonlu elemanlar modeli oluşturularak simülasyon tekrar edilmiştir.



Şekil 4.45. Değişiklik sonucu topografya optimizasyonları ile elde edilen tip2 ayağın tasarımı

Yapılan son tasarımı doğrulamak ve ECE-R14 simülasyonunda davranışını görmek gerekir. Bunun için M3 sınıfı optimize edilmiş sac pres ayaktan oluşan bir koltuğun sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur (Şekil 4.46.). Sonlu elemanlar modeli 31000 elemandan oluşmaktadır.

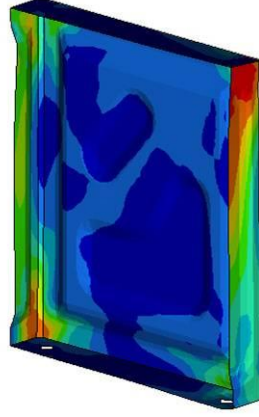


Şekil 4.46. Tip2 son tasarımın sac pres ayaklı koltuğun sonlu elemanlar modeli

Bu tasarımda malzeme olarak belirtildiği gibi S420MC çeliği kullanılmıştır. Alt çekme bloğundan 5490 N üst bloktan 4500 N uygulanmıştır. 0,4 sn boyunca zamana bağlı(explicit) Radioss çözücüsünde analiz yapılmıştır.

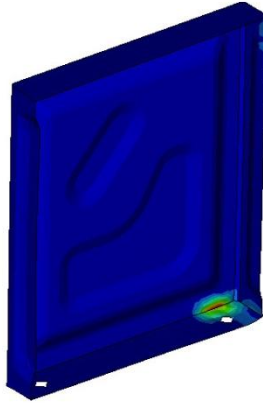
Ayakta oluşan maksimum stres 525 Mpa (Şekil 4.47.), oluşan maksimum plastik uzama ise %16 çıkmıştır (Şekil 4.48.). Koltuk ve ayak ECE-R14 emniyet kemeri çekme testinden başarıyla geçmiştir.

Contour Plot
Von Mises(Scalar value, Mid)
Simple Average
5.252E+02
4.688E+02
4.085E+02
3.501E+02
2.918E+02
2.334E+02
1.751E+02
1.167E+02
5.835E+01
0.000E+00
No result
Max = 5.252E+02
Node 7212
Min = 0.000E+00
Node 7138



Şekil 4.47. Tip2 son sac pres ayaktaki Von Misses stres dağılımı

Contour Plot
Plastic Strain along the thickness(Scalar value, Max)
Simple Average
1.619E-01
1.439E-01
1.259E-01
1.079E-01
8.994E-02
7.195E-02
5.396E-02
3.597E-02
1.799E-02
0.000E+00
No result
Local Max = 1.619E-01
Node 8098
Local Min = 0.000E+00
Node 7140



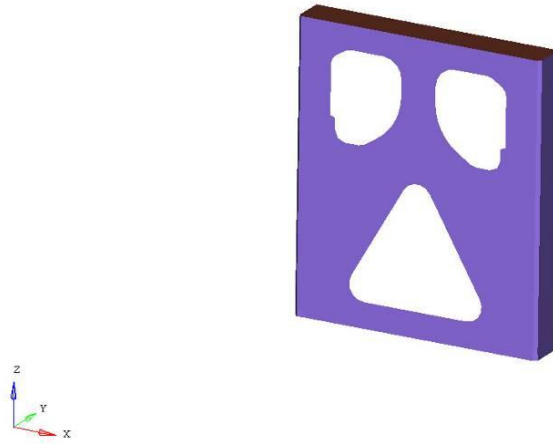
Şekil 4.48. Tip2 son sac pres ayaktaki plastik uzama dağılımı

5. SONUÇLAR

Yapılan çalışmada 3 farklı tipte üretim yöntemi seçilmişti. Bunlar sac pres, profil kaynak ve alüminyum enjeksiyonu. Yapılan maliyet analizi çalışmasıyla çok farklı tipte ayak boyunun olmasından dolayı en uygun yatırıma sahip sac pres ayak olduğu görülmüştür.

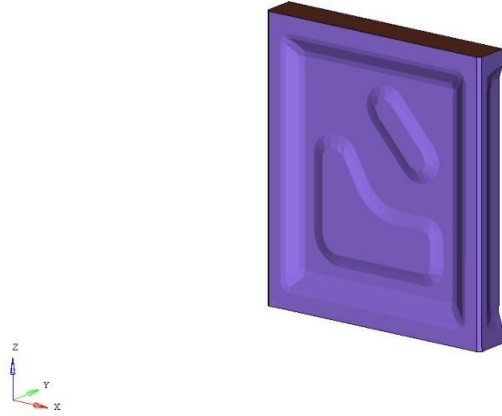
Ardından seçilen sac pres ayak üzerinde topoloji ve topografya optimizasyonları ile yeni tasarımlar elde edilmesi kararı alınmıştır.

Yapılan topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen tasarım tekrar dizayn edilerek ECE-R14 çekme testi simülasyonundan ardından da gerçek çekme testinden başarıyla geçmiştir. Bu sayede 1,7 kg' dan 1,35 kg' a düşürülerek %20,5'lik bir hafifleme sağlanmıştır. İstenen minimum ağırlıkta dizayn elde edilmiştir.



Şekil 5.1. Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen optimum tasarım

Son olarak topografya optimizasyonu sonucu elde edilen tasarım tekrar dizayn edilerek ECE-R14 çekme testi simülasyonundan başarıyla geçmiştir. Bu çalışmayla ağırlık azalımı ikinci plana atılarak rijit bir ayak tasarımı elde edilmiştir.



Şekil 5.2. Topografya optimizasyonu sonucunda elde edilen rijit tasarım

Bu yapılan çalışmalar ile yapılan ECE-R14 simülasyon çalışmaları gerçek testler ile korale edilmiştir. Bu yapının gerçek testlerdeki davranışı, lokal kopmaların nerelerde gerçekleştiği ve arkalık deplasmanları karşılaştırılmıştır. Bu sayede prototip kalıp yatırım maliyetlerini azaltıcı yönde bir gelişme elde edilmiştir. Ayrıca Grammer AŞ.'ye daha önceden firma bünyesinde çalışma yapılmayan topoloji ve topografya optimizasyon beceresi kazandırılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen ayaklar şu an yeni projelerde kullanılmaya başlanmıştır. Bu ayak tasarımı ile birlikte seride kullanılan ayağa göre %20,5' lik hafifleme sağlanmıştır. Ayrıca ayaktan boşaltılan saclar hurdaya atılması engellenerek milli servete katkı sağlanmıştır. Topografya optimizasyonu sonucu elde edilen tasarım ise minibüs sınıfı bir yeni projede kullanılacaktır.

Bu çalışmalara ek olarak ileride ECE-R17 crash testleri de referans alınarak tüm koltuk bünyesinde optimizasyon çalışmaları yaygınlaştırılabilir. Ayrıca uzama ölçerler kullanılarak kolerasyon işleminin sayısal verilere dayandırılması sağlanabilir.

KAYNAKLAR

Anonim, 2006. European Aluminum Association, Moving up to Aluminum, Light , Strong and Profitable, http://www.alueurope.eu/wp-content/uploads/2011/09/Moving-up-to-aluminium_en1.pdf-(Erişim tarihi: 30.04.2013)

Anonim, 2010. U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, Vehicle Technologies Program, http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/pir/vtp_goals-strategies-accomp.pdf-(Erişim tarihi: 01.05.2013)

Anonim, 2011. European Aluminum Association, Design with Aluminum, The Aluminum Automotive Manual-Version 2011, <http://www.alueurope.eu/wp-content/uploads/2012/03/AAM-Design-2-Design-with-aluminium.pdf>- (Erişim tarihi: 30.04.2013)

Anonim, 2011. The Low Carbon Vehicle Technology Project (LCVTP), Vehicle Lightweighting: Materials, Processes and Life Cycle Assessment , <http://www2.warwick.ac.uk/fac/sci/wmg/research/lcvtp/documents/presentations/lcvtp045.4-lcv11presentationws7.pdf>-(Erişim tarihi: 21.05.2013)

Anonim, 2011. TÜV-SÜD, AB Mevzuatı Çerçevesinde Motorlu Araçların Koltukları İle İlgili Homologasyon Eğitimi.

Arora,J.S. 2004. Introduction to Optimum Design. Second Edition. Elsevier Academic Press, San Diego. ISBN: 0-12-064155-0. 728p.

Arslan, A., Kaptanoğlu, M. 2010. Bir Ticari Araç İçin ECE-R14 Regülasyonuna Uygun Koltuk Bağlantılarının Geliştirilmesi. 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 07-08 Haziran 2010, Bursa.

Bartus, S.D. Vaidya, U.K. Ulven, C.A. 2006. Design and Development of a Long Fiber Thermoplastic Bus Seat. Journal of Thermoplastic Composite Materials 2006 19: 131.

Behr, M., Arnoux, P.J., Serre, T., Bidal, S., Kang, H.S., Thollon, L., Cavallero, C., Kayvantash, K., Brunet, C., 2003. A Human Model for Road Safety: From Geometrical Acquisition to Model Validation with Radioss. *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, 6(4): 263-273.

Bulgur, A. 2006. Koltuk Bağlantı Elemanlarının Mukavemetinin; İlk Hız Koşulları ve Dummy Etkisi ile Crash Testi Esnasında Simülasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Tasarım ve İmalat Mhendisliği Anabilim Dalı, Gebze.

Chelikani, A. 2007. Simulation ff A Backrest Moment Test For An Automotive Front Seat Using Nonlinear Contact Finite Element Analysis. M.Sc. Thesis. Mechanical Engineering, Clemson University, USA.

Deb, A., Mahendrakumar, M.S., Chavan, C., Karve, J., Blankenburg, D., Storen, S. 2004. Design of an aluminum-based vehicle platform for front impact safety, *International J. Impact Eng.* 30:1055-1079.

Dassault Systems, Catia Software.

Goldberg, D.E. 1989. Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning. Addison-Wesley Longman Publishing Co., Inc., Boston, MA, USA.

Hessenberg, K., 2003. Strength Analysis of Seat Belt Anchorage According to ECE-R14 and FMSS, 4th European LS-DYNA Users Conference, 22-23 May 2003, Germany.

Hooke,R., Jeeves,T.A. 1961. Direct Search Solution of Numerical and Statistical Problems. *Journal of the Association for Computing Machinery (JACM)*, 8: 2 212-229, ISSN:0004-5411.

HyperWorks, Altair OptiStruct and Radioss Software.

Lynette Cheah, John Heywood, 2011. Meeting U.S. passenger vehicle fuel economy standards in 2016 and beyond, *Energy Policy* 39 (2011) 454–466.

Polavarapu, S. 2008. Topology And Free-Size Optimization With Multiple Loading Conditions For Lightweight Design of Die Cast Automotive Backrest Frame. M.Sc. Thesis, Mechanical Engineering, Clemson University, USA.

Rachel L. Milford, 2011. The global emissions case for light weighting and process yield improvements transport.

Rashidy, M., Deshpande, B., Morris, R., 2003. Seat Design in Frontal, Rear, Side and Rollover Crashes. *National Highway Traffic Safety Administration*, 305.

Thiyagarajan, P.B. 2008. Non-Linear Finite Element Analysis and Optimization For Light Weight Design of an Automotive Seat Backrest. M.Sc. Thesis. Mechanical Engineering, Clemson University, USA.

Ulrich Andree, 2011. Johnson Controls combines aluminum and steel to produce innovative weight-saving multi-material seat structure.

United Nations, 2003. “Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to safety belt anchorages”, ECE R14 Regulation.

Yıldız, A.R., Kaya, N., Alankuş, O.B., Öztürk, F. 2002. Motor Bağlantı Elemanının Optimum Tasarım Modelinin Belirlenmesi, OTEKON’02 Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 24-26 Haziran 2002, Bursa.

Yıldız, A.R., Kaya, N., Öztürk, F. 2003. Taşıt Elemanlarının Optimum Topoloji Yaklaşımı ile Tasarımı, *Mühendis ve Makine*, Sayı. 516, sayfa. 23-28 Ocak 2003.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı :Gökhan ŞENDENİZ
Doğum Yeri ve Tarihi :Bursa/1986
Yabancı Dili :İngilizce

Eğitim Durumu

Lise :Bursa Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi/2004
Lisans :Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği/2010
Yüksek Lisans :Uludağ Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği/2013

Çalıştığı Kurumlar ve Yıl :DTA Mühendislik/2010-2011
Grammer Koltuk Sistemleri A.Ş./2011-Devam

İletişim :gokhan.sendeniz@grammer.com
gokhansendeniz@gmail.com

Yayınları :

Öztürk, F., **Şendeniz, G.**, Ayyıldız, G., Dolaylar,E., 2012. Araç Koltuk Bağlantılarının Benzetim Destekli Optimum Tasarımı. 6. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi OTEKON'12*, Bursa.

Şendeniz, G., Öztürk, F., Kaya,N., Karen, İ., 2012. Taşıt Koltuk Elemanlarının Optimum Tasarımı Projesi. 2. *Uludağ Üniversitesi Bilgilendirme ve AR-GE Günleri*, Bursa, 109.