



**ARAÇ KOLTUĞU DESTEK SAC
PARÇALARININ TOPOGRAFYA
OPTİMİZASYONU İLE TASARIMI VE
ANALİZİ**

SERDAR SARISAÇ



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARAÇ KOLTUĞU DESTEK SAC PARÇALARININ TOPOGRAFYA
OPTİMİZASYONU İLE TASARIMI VE ANALİZİ

Serdar SARISAÇ

Prof. Dr. Necmettin KAYA
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2016

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Serdar SARISAÇ tarafından hazırlanan "Araç Koltuk Destek Sac Parçalarının Topografya Optimizasyonu İle Tasarımı ve Analizleri" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy-çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Necmettin KAYA



İmza


Başkan : Prof. Dr. Necmettin KAYA
U.Ü. Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Doç. Dr. Fatih Karpat
U.Ü. Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı




İmza

Üye : Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ
BTÜ Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



İmza

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum


Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü
25/4/2016 (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.**

22 /04/ 2016

Serdar SARISAÇ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ARAÇ KOLTUĞU DESTEK SAC PARÇALARININ TOPOGRAFYA OPTİMİZASYONU İLE TASARIMI VE ANALİZİ

Serdar SARISAÇ

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Necmettin KAYA

Bu çalışmada, bir ticari araç yolcu koltuğunun emniyet kemer çekme regülasyonuna göre durumu incelenmiştir. Koltuk yanal elemanı üzerinde regülasyon yükleri ile topografya optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Topografya optimizasyonu ile elde edilen yeni yanal eleman için koltuğun ECE R14 emniyet kemer çekme ve ECE R80 statik itme testlerine uygunluğu sonlu elemanlar analizleri ile gösterilmiştir. Topografya analizi ile tasarlanan destek elemanı ile koltuk üzerinden ağırlık azaltması yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizleriyle doğrulanan koltuğun nihai tasarımı fiziksel testlere tabi tutulmuştur. Koltuk ve bağlantı elemanlarının uygunluğu fiziksel testlerle de doğrulanmıştır. Regülasyonlarla belirtilen yükler altında test edilecek koltuk için geliştirme çalışmaları sonlu elemanlar analizleri ile gerçekleştirilmiş olup topografya optimizasyonu ile tasarıma yön verilmiştir.

Anahtar kelimeler: Emniyet kemer çekme, topografya optimizasyonu, statik itme testi, yolcu koltuğu, sonlu elemanlar analizi,

2016, viii+56 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

DESIGN AND ANALYSIS OF VEHICLE SEAT SUPPORT MEMBERS BY TOPOGRAPHY OPTIMIZATION

Serdar SARISAÇ

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Necmettin KAYA

In this study, a commercial vehicle passenger seat performance under a safety regulation, namely ECE R14, has been investigated. A topography optimization performed on seat side member with regulative loads. Optimized side member geometry has been validated with seatbelt anchorage strength, ECER14, and static test part of ECE R80. Weight reduction of seat has been made possible with usage of topography optimization while designing seat side member. Prototypes of the final design of the seat have been subjected to physical tests. Seat and its anchorages have been shown to meet ECE R14 and ECE R80 safety norms. Seat design development has been conducted by finite element simulations and the design directions have been given with topography optimization.

Key words: Seat belt anchorage test, topography optimization, static push test, passenger seat, finite element analysis,

2016, viii+56 pages

TEŞEKKÜR

Tez alıőmamın her aşamasında bilgisi ve tecrübesi ile yol gösteren hocam Sayın Prof. Dr. Necmettin Kaya' ya teőekkürlerimi sunarım.

Bu tezin tamamlanması yönünde destek veren MARTUR firması ARGE Direktörü Sayın Dr. Recep KURT'a, yöneticim Sayın Murat DAL'a ve iş arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Ayrıca tezimi tamamlama aőamasındaki desteğinden dolayı eşim Nevin SARISAÇ'a ve bu çalışmada emeği geçen herkese teőekkürlerimi sunarım. Bu çalıőmanın, yeni çalıőmalara ışık tutmasını temenni ederim.

Serdar SARISAÇ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM	11
3.1. Araç Koltuklarının Sınıflandırılması	11
3.2. Araç Koltukları İçin Güvenlik Şartları	12
3.2.1 ECE R14 Şartnamesi.....	12
3.2.1.1 H Noktasının Tanımlanması	13
3.2.1.2 Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	17
3.2.2. ECE R80 Şartnamesi.....	17
3.2.2.1 Statik İtme Testi Detayları	18
3.2.2.2 Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	19
3.3 Optimizasyon Kavramı	19
3.3.1 Optimizasyon Parametreleri.....	21
3.4 Yapısal Optimizasyon Türleri	22
3.4.1 Boyut Optimizasyonu	22
3.4.2 Şekil Optimizasyonu	22
3.4.3 Topoloji Optimizasyonu	23
3.4.3.1 Homojenleştirme Metodu.....	23
3.4.3.2 Malzeme Dağılımı Metodu	24
3.4.3 Topografya Optimizasyonu.....	24
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI	26
4.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi	26
4.1.1 Doğrusal Olmayan Sistemlerin Çözümü.....	26
4.1.2 Doğrusal Olmayan Dinamik Sistemlerin Çözümü.....	27
4.1.2.1 Açık Kod İçin Zaman Aralığı	28
4.1.3 Açık Kod Hesaplama Yöntemi	29
4.2 Koltuk Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	30
4.2.1 Koltuk Sonlu Elemanlar Modeline ECE R14 Regülasyonunun Uygulanması	34
4.2.2 ECE R14 Analiz Sonuçlarının İncelenmesi	36
4.3 Yanal Eleman İçin Optimizasyon Modelinin Oluşturulması	40
4.4 Yeni Tasarım İçin ECE R14 Analizinin Tekrarlanması	42
4.4.1 Yeni Tasarım İçin ECE R14 Sonuçlarının Değerlendirilmesi	44
4.5 ECE R80 Analiz Modelinin Kurulması	48
4.5.1 ECE R80 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	48
4.6 Yolcu Koltuğu İçin Fiziksel Testlerin Gerçekleştirilmesi	51
5. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME	53
KAYNAKLAR	54
ÖZGEÇMİŞ	56

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Açıklama

mm	milimetre
kg	Kütle (kilogram)
°	Açı (derece)
x	Tasarım değişkeni
m	Kütle
[M]	Kütle matrisi
[C]	Sönüm matrisi
[K]	Rijitlik matrisi
F	Kuvvet (N)
c	Ses hızı
E	Elastisite modülü (N/mm ²)
ρ	Yoğunluk (kg/mm ³)
θ	Poisson oranı
L _c	Karakteristik eleman boyu
ms	Zaman (Milisaniye)
MPa	Gerilme (N/mm ²)

Kısaltmalar

Açıklama

OEM	Orijinal Ürün Üreticisi (Original Equipment Manufacturer)
ECE	Avrupa Ekonomik Komisyonu (Economic Commission for Europe)

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Topografya analizi sonucu ulaşılan geometri	3
Şekil 2.2. Sırt iskeleti için optimizasyon adımları	4
Şekil 2.3. Topoloji optimizasyonu sonucu gerilme dağılımı	6
Şekil 2.4. Abaqus ve LS-Dyna sonuçlarının karşılaştırılması	7
Şekil 2.5. Yolcu koltuğu gerilme dağılımı	8
Şekil 2.6. Fiber takviyeli termoplastik yolcu koltuk tasarımı	9
Şekil 2.7. Sırt iskeletinde boyut optimizasyonu sonucu kalınlık dağılımı	10
Şekil 3.1. Bel emniyet kemer çekme bloğu.....	14
Şekil 3.2. Omuz emniyet kemer çekme bloğu	15
Şekil 3.3. H noktasının tespiti için kullanılan manken	16
Şekil 3.4. Manken ağırlıkları ve özel ölçüler	16
Şekil 3.5. ECE R80 dinamik test ivme koridoru	17
Şekil 3.6. ECE R80 itme blok ölçüleri.....	18
Şekil 3.7. Optimizasyon akış şeması.....	20
Şekil 3.8. Boyut, şekil ve topoloji optimizasyon örnekleri	24
Şekil 3.9. Buna parametreleri.....	25
Şekil 4.1. Malzeme gerilme – gerinim eğrisi	27
Şekil 4.2. Kabuk elemanlarda karakteristik uzunluk	29
Şekil 4.3. Açık kod çözüm akışı	30
Şekil 4.4. İkili koltuk sonlu eleman modeli	31
Şekil 4.5. Çubuk eleman deformasyon modları	32
Şekil 4.6. Ötelenme deformasyon modları.....	33
Şekil 4.7. Rotasyonel deformasyon modları	33
Şekil 4.8. DP600 malzeme için gerilme – gerinme eğrileri	34
Şekil 4.9. ECE R14 sonlu elemanlar analiz modeli	35
Şekil 4.10. Koltuk taban bağlantı elemanlarının sonlu elemanlar modeli	36
Şekil 4.11. Kemer çekme analizi için zamana bağlı deformasyon	36
Şekil 4.12. ECE R14 çekme bloklarının yük eğrileri.....	37
Şekil 4.13. Ayaklardaki gerilme (von-mises) dağılımı	38
Şekil 4.14. Yanal elemanlarda gerilme (von-mises) dağılımı.....	38
Şekil 4.15. Sırt iskeletinde gerilme dağılımı.....	39
Şekil 4.16. Oturak karkası gerilme dağılımı	39
Şekil 4.17. Yanal elemana etkiyen kuvvetler	40
Şekil 4.18. Lineer burkulma analiz modeli	41
Şekil 4.19. Yanal eleman emniyet kemer çekme deformasyonu ve burkulma analizi kritik modu	41
Şekil 4.20. Topografya geometrik tasarım değişkenleri	42
Şekil 4.21. Topografya optimizasyonu sonucu oluşturulan yüzey	42
Şekil 4.22. ECE R14 dinamik deplasman sonucu	43
Şekil 4.23. ECE R14 blok çekme kuvvetleri	43
Şekil 4.24. Yanal eleman plastik gerinme sonuçları	44
Şekil 4.25. Ayaklardaki gerilme (von-mises) dağılımı	45
Şekil 4.26. Yanal elemanlarda gerilme (von-mises) dağılımı.....	45
Şekil 4.27. Sırt iskeletinde gerilme dağılımı.....	46
Şekil 4.28. Oturak karkası gerilme dağılımı	46
Şekil 4.29. Taban bağlantı civataları için yükler	47

Şekil 4.30. Taban bağlantı cıvata yükleri için dayanım tablosu	47
Şekil 4.31. ECE R80 İtme analiz modeli	48
Şekil 4.32. ECE R80 koltuk deplasmanı ve itme kuvvetleri	49
Şekil 4.33. ECE R80 koltuk deplasmanı değerleri	50
Şekil 4.34. ECE R80 koltuk gerilme sonuçları	50
Şekil 4.35. ECE R14 emniyet kemer çekme yükleri	51
Şekil 4.36. ECE R14 emniyet kemer test sonrası	52
Şekil 4.37. ECE R80 statik itme test düzeneği	52



ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. İki nokta emniyet kemer için uygulanan kuvvetler.....	15
Çizelge 3.2. Üç nokta emniyet kemer için omuz emniyet kemer kuvvetleri	15
Çizelge 5.1. Üç nokta emniyet kemeri için bel emniyet kemer kuvvetleri	15



1.GİRİŞ

Otomotiv endüstrisi global pazarlardan pay alabilmek için rekabetçi ve dinamik bir değişim göstermek zorunda kalmaktadır. OEM'ler zorlayıcı şartlar altındaki çalışmayla yüz yüzedirler. Bir yandan maliyet, ağırlık ve yakıt tüketiminin azaltılması hedeflenirken diğer yandan farklı kaza senaryoları ve sürüş şartları için yolcu güvenliği ve konforunun artırılması istenmektedir. Ayrıca yasalarla da zorunlu hale getirilen güvenlik ve çevresel kısıtlamalar gelişmiş ve gelişmekte olan ekonomiler için ağır yükümlülükler içermektedir.

Bu faktörler otomotiv sektöründe faaliyet gösteren tedarikçileri de yakından ilgilendirmektedir. Araç koltuğu yolcu güvenliği ve konfor açısından bir aracın en önemli komponentlerinden biri olmakla birlikte statik, dinamik ve kaza dayanımlarının yanı sıra OEM'lerin maliyet ve ağırlık konusundaki baskıları bu sürecin son derece rekabetçi ve kompleks olmasına yol açmaktadır.

Koltuğun geliştirilmesi sürecinde en önemli unsurlardan biri de gerçekleştirilen fiziksel test tekrarları ve testler için hazırlanan prototip koltukların oluşturdukları maliyelerdir. Prototip maliyetlerini ve test tekrarlarından kaynaklanan zaman kaybının önüne geçebilmek sanal analizlerle mümkün olabilmektedir.

Araç koltukları genellikle metal iskelet ve bunu çevreleyen süngerden oluşur. Oturak, sırt iskeleti, başlık, kolçak ve bunları çevreleyen sünger ile kumaştan oluşan araç koltuğunun tasarımında araç ile entegrasyonu, güvenlik, estetik ve konfor ilkeleri göz önünde bulundurulsa da koltuk iskeletinin yapısal dayanım ve rijitlik açısından taşınması gereken minimum şartları bildiren güvenlik gereksinimleri belirleyici olmaktadır.

Araç koltuğu geliştirme aşamasında günümüzde önem arz düşük emisyon kısıtlarından dolayı daha hafif ve ekonomik üretim yöntemleri göz önünde bulundurulmaktadır. Dolayısıyla konsept tasarım aşamasında güvenlik gereksinimlerini sağlayan koltuk için komponent geliştirilmesinde optimizasyon önemli ve gerekli bir araçtır. Araç koltuk komponentlerinin tasarımında optimizasyon kullanılması güvenlik şartlarını sağlayan minimum maliyette koltuğun tasarımına yardımcı olmanın yanı sıra ağırlığın azaltılması

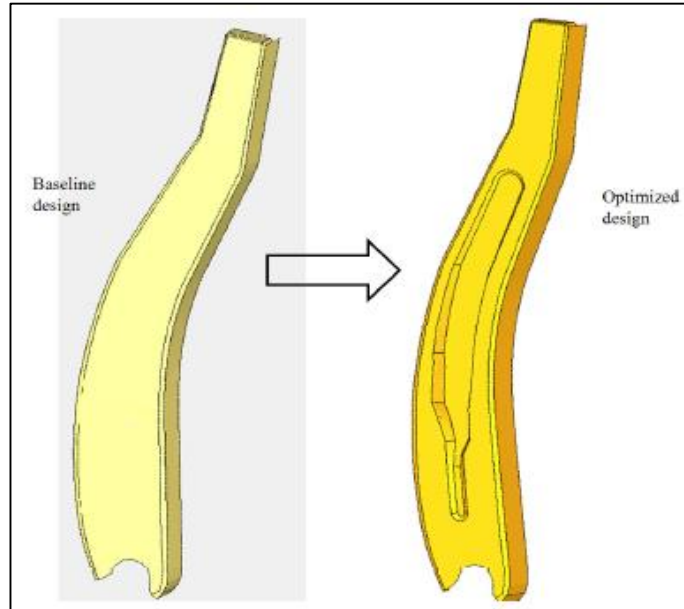
için de olmazsa olmaz bir araçtır. Motorlu araçların yasal yönetmelik ve mevzuatları sağlaması gerekmektedir. Bu şartları sağladığını gösteren sertifikasyon işlemine homologasyon denir. Aracın satılacağı pazara göre bu şartlar farklılık göstermekle birlikte Avrupa Birliğinde satılacak araçlar için uyulması gereken standartlar Avrupa Ekonomik Komisyonu (ECE) regülasyonlarıdır.

Bu çalışmada; M2 sınıfı bir yolcu koltuğu için regülasyonla istenen testlerin analizleri sonlu eleman yazılımı ile gerçekleştirilmiş istenen şartları sağlayan koltuk elemanının tasarımı için optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon ile oluşturulmuş koltuk elemanını içeren iskelet için analizler tekrarlanmış ve koltuk iskeleti sonlu elemanlar analizi ile doğrulanmıştır. Sonlu eleman analizi ile doğrulaması yapılan koltuğun fiziksel testi gerçekleştirilmiş ve koltuğun regülasyona uygunluğu gösterilmiştir.

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu çalışmada yolcu koltuk elemanı üzerinde topografya optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Araç koltukları için literatür araştırması yapıldığında optimizasyon kullanımının çok yaygın olduğu gözükmemektedir. Regülasyonlarla belirtilen test şartlarını sağlayabilmek adına güçlendirme çalışmaları için ve koltuk üzerinde yapılacak ağırlık azaltma çalışmaları için topografya, boyut ve topoloji optimizasyonu kullanılmaktadır. Bu bölümde araç koltukları üzerinde optimizasyon kullanımına dair örnekler sunulmuştur.

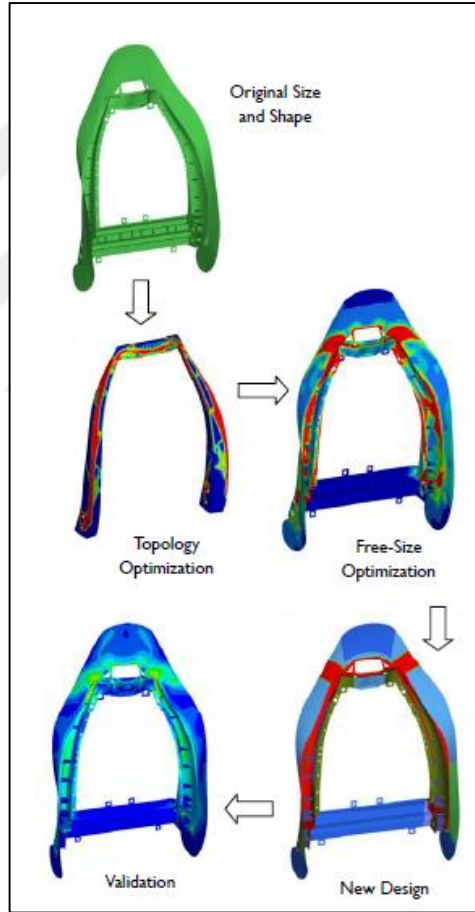
Moon ve ark. (2009) araştırmalarında ECE R14 emniyet kemer çekme ve arkadan çarpma regülasyonlarını sağlayan koltuk geliştirilmesi için yanıl eleman üzerinde topografya optimizasyonu çalışması yapmışlardır. Emniyet kemer çekme analizinden elde ettikleri yükler altında gerçekleştirilen topografya optimizasyonu için hedef fonksiyon olarak yanıl elemanın ilk 4 mod frekansının maksimum olması ve yanıl elemanın üst noktasındaki defleksiyonun minimum olmasını istemişlerdir. Topografya optimizasyonu sonucu elde ettikleri yeni geometri için Hyperform analizinde formlanabilirlik analizi gerçekleştirmişlerdir. Şekil 1’de başlangıç geometrisi için kullanılan tasarım ve optimizasyon sonucu elde ettikleri geometri gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Topografya analizi sonucu ulaşılan geometri (Menon ve ark. 2009)

Topografya optimizasyonu ile ulaşılan yeni geometri formu sayesinde aynı regülasyon şartlarını sağlayan koltuk yanal elemanında %25 ağırlık azaltması sağlamışlardır.

Polavarapu ve ark. (2009) araştırmalarında ECE17 regülasyonunu sağlayan koltuk için döküm olarak üretilecek sırt iskeleti üzerinde topoloji ve şekil optimizasyonu yapılarak ağırlık azaltması hedeflemişlerdir. Koltuk ağırlığını azaltmaya yönelik sırt iskeletinin tek parça AM50 Magnezyum alaşımından üretilmesi hedeflenen çalışma için sırt iskeleti üzerine ECE R17 sırt dayanım testi, statik başlık testi, çarpma testi sırasında yolcu tarafından koltuğa gelecek yükü yansıtan offset yükü ve yanal yük şartları altında analizlerini gerçekteştirmişlerdir.



şekil 2.2 : Sırt iskeleti için optimizasyon adımları (Polavarapu ve ark. 2009)

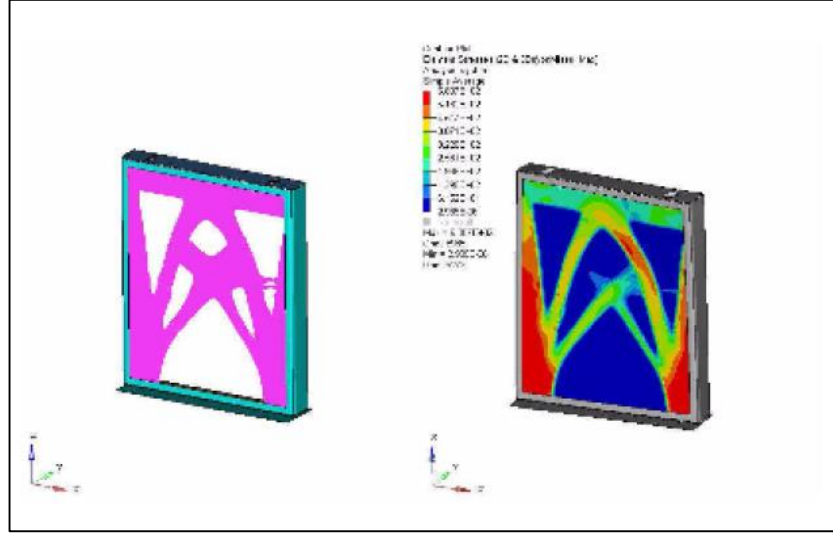
Döküm için üretilebilirlik şartlarını da içerecek şekilde kaburga (rib) dağılımları için topoloji ve kalınlık dağılımları için şekil optimizasyonu yapmışlardır. şekil 2.2’de sırt iskeletinde gerçekteştirilen topoloji ve boyut optimizasyon adımları gösterilmiştir.

Optimizasyon sonucu elde ettikleri 1,25 kg ağırlığa sahip koltuk geometrisiyle başlangıç tasarımına göre %29'luk bir iyileşme sağlamışlardır.

Öztürk ve ark. (2012) araştırmalarında M3 sınıfı bir yolcu araç koltuğu için ECE R14 kemer çekme analizi gerçekleştirerek koltuk araç bağlantı ayaklarındaki gerilme dağılımını incelemişlerdir. Çalışma kapsamında regülasyonu sağlayan koltuk için farklı kesite ve malzemeye sahip alternatif ayak tasarımları ile de analizleri tekrarlamışlardır. Analizleri gerçekleştirilen koltuklar için yapılan fiziksel testlerde iyi korelasyon sağlanmışır. Sonlu elemanlar yönteminin araç koltuğu geliştirmede etkin olarak kullanılabileceği sonucuna varmışlardır.

LS-Dyna yazılımı kullanılarak gerçekleştirilen tez çalışmasında Hu (2011) 400 kg ağırlığın altında bir elektrikli aracı çalışmışır. Bu projede koltuk çarpışma anında gelen maksimum yüklere göre minimum ağırlıkta olacak şekilde optimize etmişir. Çarpışma analizleri için LS-Dyna yazılımını kullanmışır. 95% Hybrid III manken ile önden ve arkadan çarpma analizlerini gerçekleştirmişir. Bu analizlerden çıkarılan maksimum yüklere göre topoloji ve şekil optimizasyonu gerçekleştirmişir. Eşdeğer statik yük metodunu kullanarak nonlinear dinamik optimizasyon gerçekleştirmişir. Boyut optimizasyonunu gerçekleştirdiği bu yöntemde nonlinear analizin her bir zaman adımı için eşdeğer statik yükler çıkartılır ve bu yükler için gerçekleştirilen optimizasyona göre model güncellenir. Sonuç olarak lineer statik topoloji, boyut ve şekil optimizasyonu ile geliştirilen koltuk iskeletinde başlangıç durumuna göre %11 hafifletme mümkün olmuştur. Eşdeğer statik yükleme metoduyla gerçekleştirilen boyut optimizasyonları sonucu %18 oranında iyileştirme sağlanmışır. Eşdeğer statik yükleme metodu ile çözüm süresi uzun olsa da ileri derece iyileştirme çalışmalarında önemli bir potansiyel olarak karşımıza çıkmaktadır.

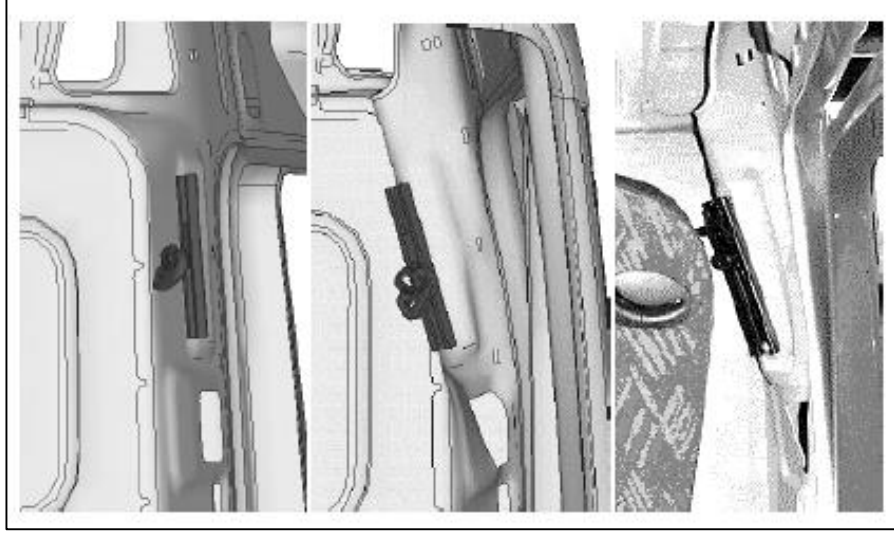
Öztürk ve ark. (2014) M3 sınıfı bir araç koltuğu için emniyet kemer çekme analizinde koltuk ayağına gelen yükleri tespit ederek bu yükler altında ayak için topoloji optimizasyonu yapmışlardır. Optimizasyon kısıtı olarak ayak üzerindeki gerilmenin belirlenen limit değeri geçmemesi istenmişir. Şekil 2.3'de topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen ayak geometrisi ve gerilme dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Topoloji optimizasyonu sonucu gerilme dağılımı (Öztürk ve ark. 2014)

Topoloji optimizasyonu ile boşaltılan ayağın ECE R14 regülasyon şartlarını sağladığı analizle tespit edildikten sonra ayaktaki boşaltmalardan elde edilecek parçaların hurda amacı dışında kullanılabileceği yeni bir tasarıma gidilmiş ve bu tasarım da analizle doğrulanmıştır. Topoloji optimizasyonu kullanılarak geliştirilen koltuk ayağı için %20,5'lik bir ağırlık kazanımı elde edilmiştir.

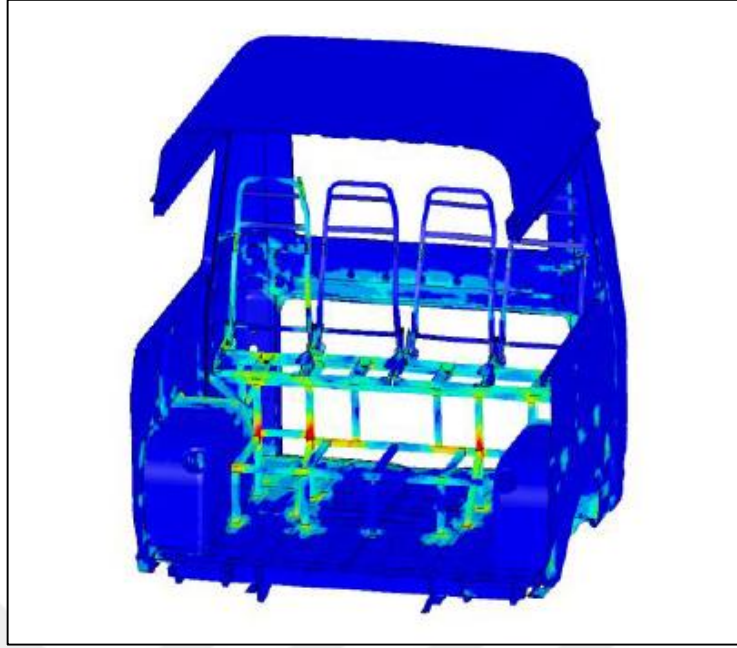
Hessenberger (2003) araştırmasında ECE R14 ve FMVSS210 standartlarına uygun olarak emniyet kemer bağlantı elemanlarının dayanım analizlerini gerçekleştirmiştir. FMVSS ve ECE R14 regülasyonları arasındaki 2 temel fark FMVSS şartnamesinde 13500 N yük tüm araç tiplerine uygulanırken ECE R14 regülasyonunda araç sınıflarına göre uygulanan yükler farklılık içermektedir, ECE R14 regülasyonuna göre maksimum yüke mümkün olan en kısa sürede çıkılıp 0.2 saniye yükte kalması istenmektedir FMVSS regülasyonunda ise maksimum yüke 30 saniyelik bir rampa eğrisiyle çıkılır ve 10 saniye yükte kalması istenir. Bu yönüyle incelendiğinde FMVSS statik test olarak düşünülebilir. FMVSS yükleri ECE R14 yüklerinin üstünde olduğundan yapılan çalışmada FMVSS regülasyonuna uygun model kurulmuştur. Abaqus ile implicit ve LS Dyna ile explicit çözdürülmek üzere iki farklı FMVSS modeli hazırlanmıştır. Her iki metot ile gerçekçi sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 2.4 : Abaqus ve LS-Dyna sonuçlarının karşılaştırılması (Hessenberger 2003)

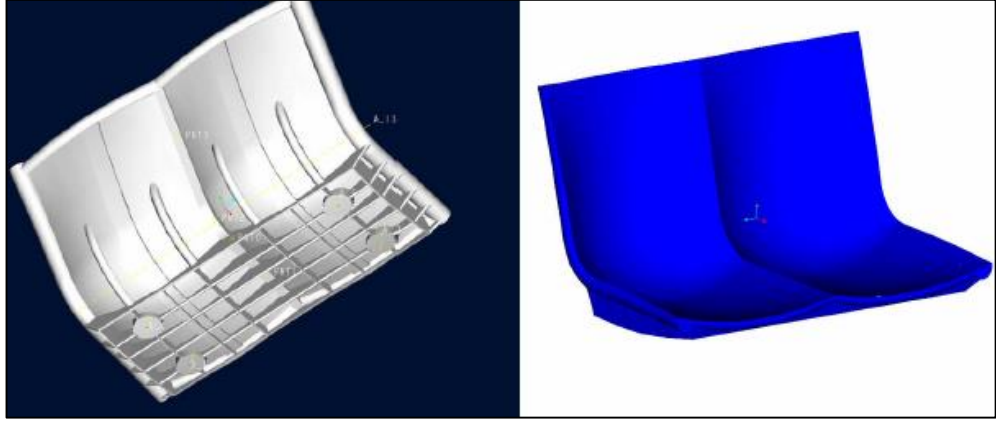
Implicit metot kullanımında burkulma gibi lokal stabilizasyon problemlerine karşı dikkat edilmesi gerekmektedir. LS Dyna kullanımında ise gerçekçi sonuçların elde edilmesi için kontak şartlarının uygun tanımlanması gerekmektedir. LS Dyna'nın otomatik kontak özelliklerini kullanmak Abaqus'de gerekli olan tek tek kontak tanımlamaya göre daha kullanışlı ve kolaydır. Belirtilen nedenlerle çözüm için LS Dyna'nın kullanılması daha verimli olmaktadır.

Arslan ve ark. (2010) araştırmalarında bir ticari araca ait şoför koltuğu ve üçlü ve dörtlü yolcu koltuğu için explicit analiz yöntemi kullanarak ECE R14 regülasyonu şartlarında analiz modeli oluşturmuşlardır. Yapılan analiz çalışması neticesinde koltuğun emniyet kemer bağlantılarıyla, gövde taban sacına bağlantıda kullanılan punta kaynak sayısı ve lokasyonları belirlenmiştir. Şekil 2.5'de arka sıra üçlü yolcu koltuğu ve araç bağlantısı için von-mises gerilme dağılımı gösterilmiştir.



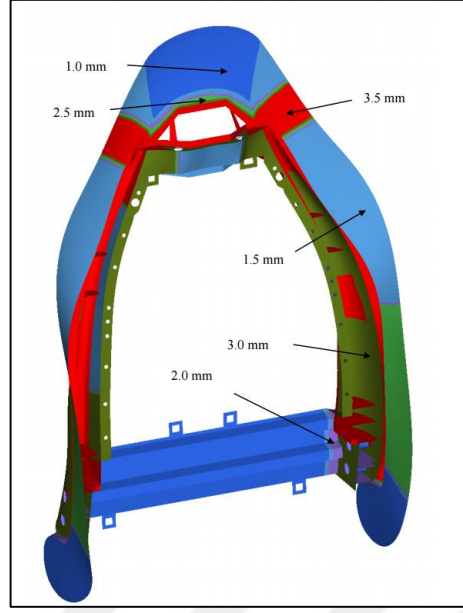
Şekil 2.5 : Yolcu koltuğu gerilme dağılımı (Arslan ve ark. 2010)

Gleich ve ark. (2002) otobüs için üretilecek yolcu koltuklarında fiber takviyeli kompozit kullanımını araştırmışlardır. Kompozit malzemenin seçimi konusunda kriter olarak ağırlık azaltması, fiyat azaltması, seçilen parçanın termoplastik malzemeyle üretilebilir olması ve düşük prototip maliyetli olmasını göz önünde bulundurmuşlardır. Koltuğun mekanik dayanım kriteri için üst noktasından yatay ve düşey düzlemde 227 kg yükleme yapılmıştır ve bu yükleme altında kalıcı deformasyonun 6,35 mm'den az olması istenmektedir. Koltuk tasarımında dayanım için karbon fiber kaburgalar eklenmiştir. Şekil 2.6'da fiber takviyeli termoplastik olarak üretilecek koltuğun geometrisi gösterilmiştir. Basınçlı kalıplama ile üretilen ve testleri geçen koltuk için yaklaşık %40 hafifletme yapılmıştır.



Şekil 2.6 : Fiber takviyeli termoplastik yolcu koltuk tasarımı (Gleich ve ark. 2002)

Polavarapu (2008) tezinde döküm olarak üretilen ön koltuk sırt iskeleti için ECE R17 sırt dayanım testi, statik başlık testi ve çarpışma esnasında oluşan diğer yükler altında optimizasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Sırt iskeletinin üretildiği malzeme için yüksek dayanım ağırlık oranına sahip AM50 magnezyum alaşımı kullanılmıştır. AM50 magnezyum alaşımının kalınlık arttıkça artan gevrek yapısından dolayı 2, 6 ve 10 mm'lik kesitler için çalışma gerçekleştirilmiştir. Referans tasarım için kesit kalınlığı iskeletin büyük çoğunluğu için 2,5 mm olduğundan sünek malzeme modeli kullanılmıştır. Malzeme ve kaburga dağılımını belirlediği optimizasyon çalışmaları için Optistruct yazılımını kullanmıştır. 3 boyutlu modelde gerçekleştirdiği topoloji optimizasyonu için hedef fonksiyon olarak ağırlığın minimize edilmesini istemiştir. Kabuk elemanlarla kurduğu serbest boyut optimizasyonu modeline göre kabuk elemanların kalınlıkları belirlenmiştir. Topoloji optimizasyonundan elde edilen 3 boyutlu model ve boyut optimizasyonundan elde edilen 2 boyutlu model sonuçlarına göre döküm prosesi ile üretilebilir yeni geometri tasarımı yapılmıştır. Referans model ve optimizasyon sonucu ulaşılan geometri ile analizler ABAQUS ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.7 : Sırt iskeletinde boyut optimizasyonu sonucu kalınlık dağılımı (Polavarapu 2008)

2,5 mm başlangıç kesit kalınlığıyla yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda 0,75 mm ile 3,5 mm arasında değişen kesitlerde kalınlık dağılımı elde edilmiştir. Şekil 2.7’de boyut optimizasyonu sonucu sırt iskeleti için kalınlık dağılımı gösterilmiştir. Çalışmalar sonunda referans tasarıma göre %12,95 toplam ağırlık azaltması sağlanmıştır.

Gerçekleştirilen kaynak araştırması sonucunda koltuk iskeletinin ve bağlantı elemanlarının tasarımında sonlu elemanlar yazılımlarının etkin olarak kullanıldığı tespit edilmiştir. Koltuk üzerinde hafifletme çalışmaları için düşük yoğunluk yüksek mukavemetli alaşım veya kompozit malzemelerin kullanımı araştırılmış döküm olarak üretilen iskeletler için topoloji optimizasyonu ile minimum ağırlıkta koltuk iskeletinin üretimi hedeflenmiştir. ECE R14 ve ECE R17 regülasyonlarındaki yükler altında koltuk parçaları için topografya ve topoloji optimizasyonu kullanarak regülasyonu sağlayan koltuk üzerinde hafifletme veya regülasyonu sağlayacak şekilde tasarım iyileştirmesi yapılmıştır. Yapılan çalışmalar fiziksel testlerle doğrulanmış sonlu eleman analizleriyle fiziksel testler arasında yüksek tutarlılık tespit edilmiştir. Sonlu elemanlar yazılımları kullanılarak gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda ciddi ağırlık kazanımları elde edilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Motorlu araçların yasal yönetmelik ve mevzuatları sağlaması gerekmektedir. Bu şartları sağladığını gösteren sertifikasyon işlemine homologasyon denir. Aracın satılacağı pazara göre bu şartlar farklılık göstermekle birlikte Avrupa Birliğinde satılacak araçlar için uyulması gereken standartlar Avrupa Ekonomik Komisyonu (ECE) regülasyonlarıdır. Bu regülasyonlar satışa sunulan araçların azami güvenlik şartlarını sağlamasını garanti altına alır ve bu şartnameler güvenliği artırıcı yönde belirli periyotlarla güncellenir. Satışa sunulacak her araç için bağımsız kuruluş kontrolünde homologasyon testlerinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada araç koltuklarına ait emniyet kemer bağlantı elemanlarının dayanımını kapsayan ECE R14 ve araç koltuğu ile bağlantı parçalarının dayanımını kapsayan ECE R80 regülasyonlarına ait testlerin M2 sınıfı koltuk için sanal analizleri gerçekleştirilecek olup tasarlanan koltuğun istenen dayanım şartlarını sağlayıp sağlamadığı araştırılacaktır.

Çalışma kapsamında referans ikili yolcu koltuk tasarımı için ECE R14 emniyet kemer çekme analizi yapılacaktır. Analiz sonucuna göre iyileştirilmesi gereken parça veya parçalar için optimizasyon araçları kullanılarak iyileştirme çalışması yapılacaktır. Yapılan çalışma sonucunda oluşturulan tasarım için sonlu elemanlar analiziyle doğrulama çalışması tekrarlanacaktır. Doğrulanan tasarım için hafifletme olasılıkları incelenecektir. ECE R14 ve ECE R80 analizi için analizle doğrulaması yapılan koltuğun fiziksel test sonuçları sunulacaktır.

3.1 Araç koltuklarının sınıflandırılması

Araç koltuk tasarımında güvelik, konfor, parçaların standartlaştırılması gibi pek çok faktör bulunmaktadır. Koltuğun sağlaması gereken yasal zorunluklarla birlikte müşteri talepleri de sürekli artmaktadır.

Araçların sınıflarını tanımlamak adına belli kategoriler mevcuttur. Bu kategorilerden M sınıfı araçlar en az 4 tekerleğe sahip yolcu taşıma amaçlı motorla çalışan araçları kapsar. M1 sınıfı: Sürücü koltuğu dışında en fazla 8 yolcu taşıma kapasitesine sahip araçları kapsar.

M2 sınıfı: Sürücü koltuğu dışında 8'den fazla yolcu taşıma kapasitesine sahip ve azami kütlesi 5 tonu geçmeyen araçları kapsar.

M3 sınıfı: Sürücü koltuğu dışında 8'den fazla yolcu taşıma kapasitesine sahip ve kütlesi 5 tonun üzerindeki araçları kapsar.

N sınıfı araçlar en az dört tekerleğe sahip ve yük taşıma amacıyla kullanılan araçları kapsamaktadır.

N1 sınıfı: Yük taşıma amacıyla kullanılan ve maksimum ağırlığı 3,5 tonu geçmeyen araçları kapsamaktadır.

N2 sınıfı: Yük taşıma amacıyla kullanılan ve kütlesi 3,5 tonun üzerinde fakat 12 tonu geçmeyen araçları kapsamaktadır.

N3 sınıfı: Yük taşıma amacıyla kullanılan kütlesi 12 tonun üzerindeki araçları kapsamaktadır. (ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.3 2014)

Biz bu çalışmada M2 sınıfı bir araç koltuğunun araç güvenlik şartları için analizlerini gerçekleştireceğiz.

3.2 Araç koltukları için güvenlik şartları

3.2.1 ECE R14 şartnamesi

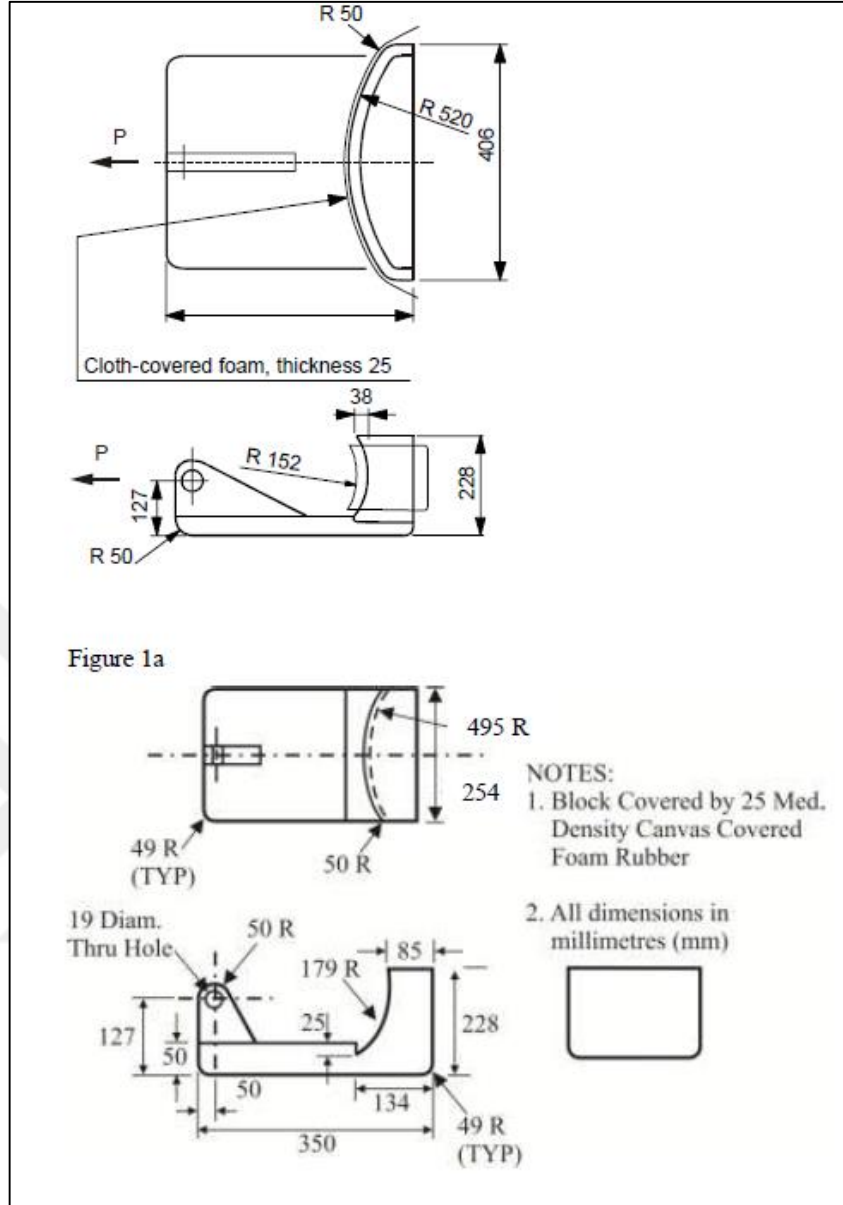
ECE R14 regülasyonu M ve N sınıfı araçların emniyet kemer bağlantıları ve M1 sınıfı araçların ISOFIX ve çocuk koltuğu bağlantısı için kullanılan top-tether bağlantılarıyla diğer sınıftaki araçların ISOFIX bağlantıları için tanımlamaları içerir.

Emniyet kemer çekme testi için aynı gruptaki koltuklar eş zamanlı olarak test edilmelidir. Kuvvet araç yatay düzleminden 10 derece $\pm 5^\circ$ yukarı doğru bir açıyla uygulanmalıdır. Hedef yükün %10'u kadar bir ön yük uygulanması gerekmektedir. Hedef yüke mümkün olduğunca kısa sürede ulaşılmalıdır. Koltuk hedef yüke ulaştığında 0,2 saniyeden daha uzun süre hedef yüke dayanabilmelidir. Yükün uygulanması için Şekil 3.1 ve Şekil 3.2 de gösterilen yük uygulama blokları kullanılır. Şekil 3.1 de gösterilen blok oturak süngeri üstüne yerleştirilir, mümkün olduğunca sırt süngerine doğru itilir ve kemer bloğun etrafından gergin geçecek şekilde konumlandırılır. Sırt kuvvet uygulama bloğu da kemer gergin duracak şekilde konumlandırılır. Bloklar H noktasına mümkün olduğunca yakın

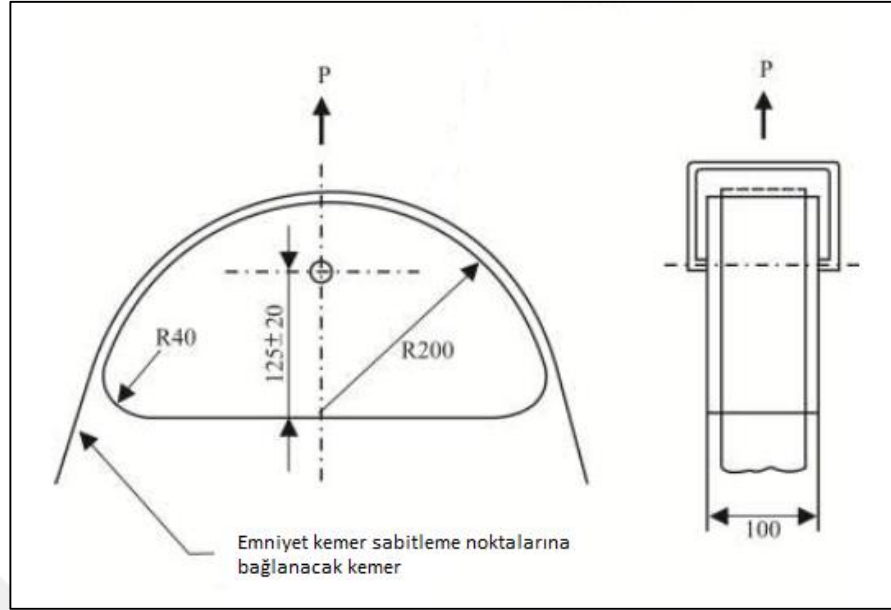
pozisyonlandırılmalıdır. Konumlandırma esnasında uygulanan yük minimum ön yük değerini geçmemelidir. Emniyet kemer alt bağlantı noktaları arasındaki açıklığa bağlı olarak 254 mm veya 406 mm bloklardan ölçümüze uygun olanı kullanılabilir. İki nokta ve üç nokta emniyet kemer bağlantısı için bel ve omuz emniyet kemerlerine uygulanan kuvvetler aşağıdaki tablolarda gösterilmiştir. (Yüce 2014)

3.2.1.1 H noktasının tanımlanması

H noktasının tanımlanması için Şekil 3.3'de gösterilen SAE J826 üç boyutlu H noktası mankeni kullanılır. H noktası yolcunun kalça bölgesini ve sırt açısı başlangıç gövde açısını ifade eder. Manken gövde ve kalça olmak üzere iki bölümden oluşur. Gövde, uyluk, kalça ve bacak ağırlıkları koltuk üzerinde oturan yolcunun ağırlığını yansıtacak şekilde uygun askılara asılır. Şekil 3.4'de manken üzerindeki ağırlık asma bölgeleri ve manken üzerindeki ölçüler gösterilmiştir. Kalça diz bağlantısı ve sırt, kalça, ayak bağlantıları yolcu gövdesinin hareket kabiliyetini yansıtacak şekilde mafsallarla birleştirilmiştir. H noktası eksenini sırt açısı mafsalından geçer. Bu mafsala bağlı kafa mili üzerinden başlangıç sırt açısı ölçülür. Manken koltuğa ideal sürüş pozisyonunda olacak şekilde konumlandırılır. Mankenin merkez düzlemi koltuk sırt ve oturağının merkez düzlemiyle çakışacak şekilde pozisyonlandırılır. Ağırlıklar yerleştirildikten sonra 100 N yük şeklinde gösterilen yük uygulama noktasından uygulanır. Manken başlangıç pozisyonuna getirilerek test tekrarlanır. H noktası H nokta ekseninden araç referans sistemine göre ölçülür. H noktasının koordinatları belirlendikten sonra başlangıç sırt açısı ölçülür. Belirlenen H noktası ve sırt açısı gerçekleştirilecek olan statik analizler için referans oluşturur. (Thiyagarajan 2008)



Şekil 3.1 : Bel emniyet kemer çekme bloğu (Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to safetybelt anchorages ECE R-14 Regulation 2008)



Şekil 3.2 : Omuz emniyet kemer çekme bloğu (Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to safetybelt anchorages ECE R14 Regulation 2008)

Çizelge 3.1 : İki nokta emniyet kemer için uygulanan kuvvetler

M1	$22,500 \text{ N} + 20 \times \text{koltuk kütlesi} \times 9,81 \text{ m/s}^2$
M2	$11,100 \text{ N} + 10 \times \text{koltuk kütlesi} \times 9,81 \text{ m/s}^2$
M3	$7,400 \text{ N} + 6,6 \times \text{koltuk kütlesi} \times 9,81 \text{ m/s}^2$

Çizelge 3.2 : Üç nokta emniyet kemer için omuz emniyet kemer kuvvetleri

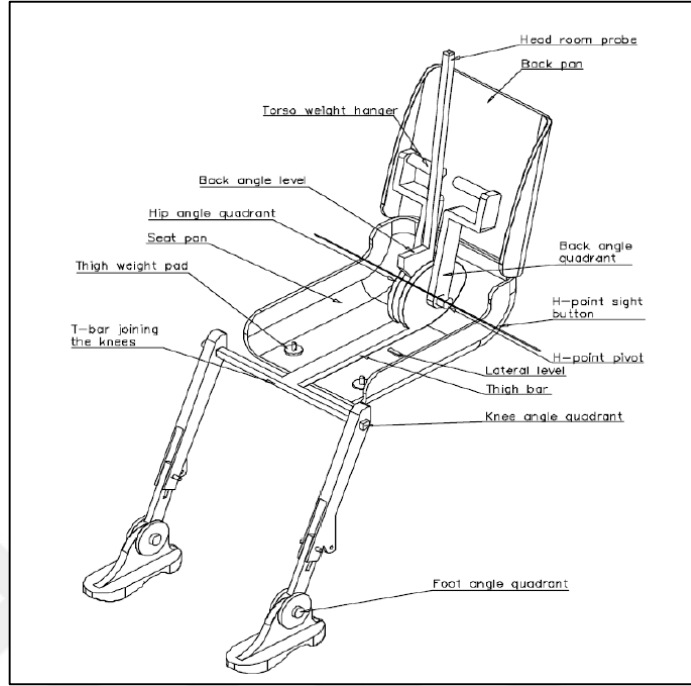
Omuz Emniyet Kemerleri	
M1	13,500 N
M2	6,750 N
M3	4,500 N

Çizelge 3.3 : Üç nokta emniyet kemeri için bel emniyet kemer kuvvetleri

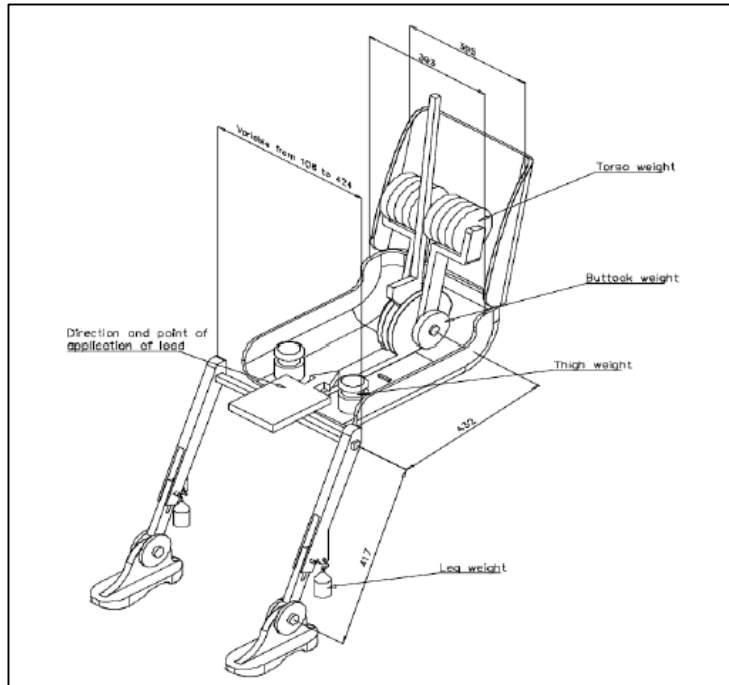
Bel Emniyet Kemerleri	
M1	$13,500 \text{ N} + 20 \times \text{koltuk kütlesi} \times 9,81 \text{ m/s}^2$
M2	$6,750 \text{ N} + 10 \times \text{koltuk kütlesi} \times 9,81 \text{ m/s}^2$
M3	$4,500 \text{ N} + 6,6 \times \text{koltuk kütlesi} \times 9,81 \text{ m/s}^2$

Çizelge 3.1’de iki nokta emniyet kemerine sahip koltuk için çekme yükleri gösterilmiştir. Çizelge 3.2’de üç nokta emniyet kemerine sahip koltuk için omuz emniyet kemerinden uygulanacak yükler gösterilmiştir. Çizelge 3.3’de üç nokta

emniyet kemeriyle sahip koltuk için bel emniyet kemeriyle uygulanacak yükler gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : H noktasının tespiti için kullanılan manken (Thiyagarajan 2008)



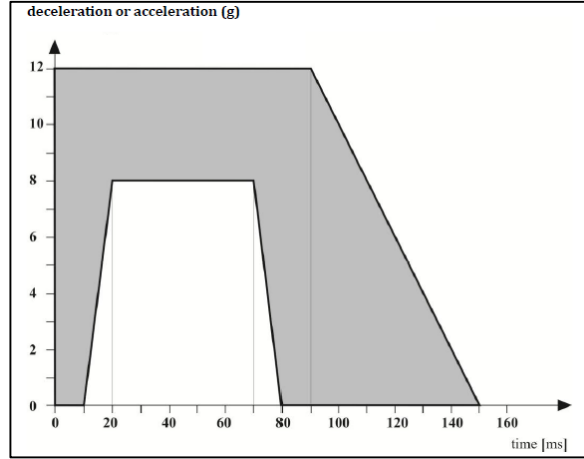
Şekil 3.4 : Manken ağırlıkları ve özel ölçüler (Thiyagarajan 2008)

3.2.1.2 Test sonuçlarının değerlendirilmesi

Bütün bağlantı elemanları testte belirtilen yükleri karşılayabilecek dayanımda olmalıdır. Belirtilen yükleme süresinde şartlar sağlanmışsa kalıcı deformasyon, kısmi yırtık veya kırılma koltukta hataya sebep olmayacak mertebede olmalıdır. 2,5 tonu geçmeyen M1 sınıfı araçlar için üst emniyet kemer bağlantı noktası koltuk üzerinde ise maksimum deplasman koltuğun referans noktasından geçen dikey düzlemi geçmeyecek şekilde olmalıdır. Diğer sınıftaki araçlar için deplasman R noktasından 10° açıyla oluşturulan düzlemi geçmemelidir.

3.2.2 ECE R80 şartnamesi

ECE R80 şartnamesi M2 ve M3 kategorisindeki araçları kapsar. ECE R17 şartnamesini sağlayan M2 sınıfı araçlar bu şartnameden muaf sayılır. Öne bakan koltukların her birine Şekil 3.5’de gösterilen koridorda kalan ivme değeriyle dinamik test veya aşağıda detayları verilen statik itme testi uygulanmalıdır.

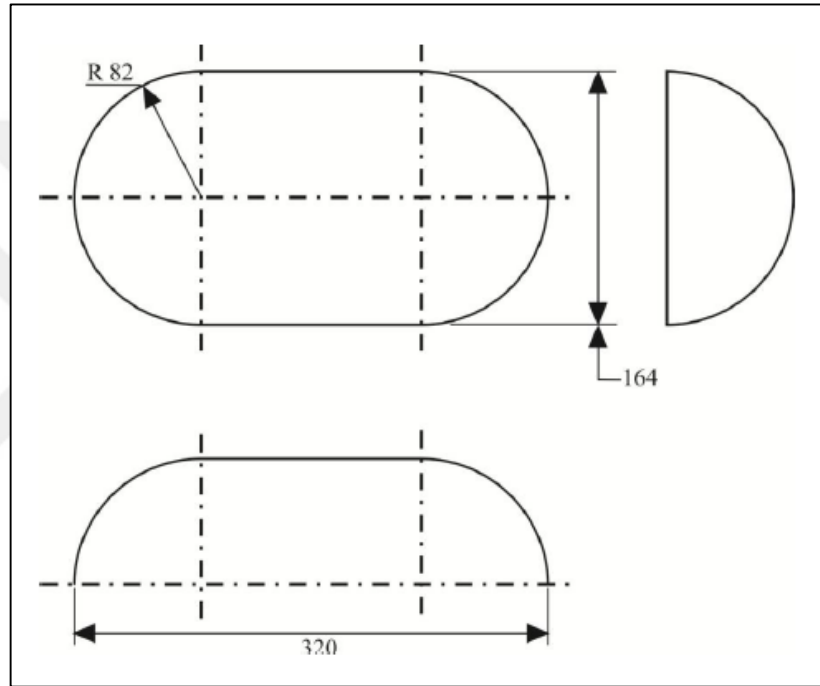


Şekil 3.5 : ECE R80 dinamik test ivme koridoru (Uniform provisions concerning the approval of seats of large passenger vehicles and of these vehicles with regard to the strength of the seats and their anchorages 2012)

3.2.2.1 Statik itme testi detayları

Statik itme test şartnamesinin amacı yolcuların öndeki koltuk tarafından doğru bir şekilde tutulduğunun kontrolünü gerçekleştirmektir.

Test aparatı radyüsü 82 ± 3 mm olan silindirik yüzeylere sahip bloktur. Üst form için en az koltuk sırt genişliğinde olmalıdır. Alt form 320 ± 10 genişliğinde olmalıdır. Şekil 3.6 'da test aparatının ölçüleri gösterilmiştir.



Şekil 3.6 : ECE R80 itme blok ölçüleri (Uniform provisions concerning the approval of seats of large passenger vehicles and of these vehicles with regard to the strength of the seats and their anchorages 2012)

Silindirik bloklar koltuğun oturma düzlemine paralel olarak uygulanan kuvvetin ölçüleceği kuvvetölçerlere sahip olmalıdır. $1000/H_1 \pm 50$ N kuvvet H_1 yüksekliğinden uygulanır. H_1 yüksekliği referans düzleminden 0,7 m ila 0,8 m yukarıda üretici tarafından belirlenen yüksekliktir. $2000/H_2 \pm 100$ N kuvvet H_2 yüksekliğinden uygulanır. H_2 yüksekliği 0,45 m. ila 0,55 m. arasında değişen üretici tarafından belirlenen yüksekliktir. Kuvvet uygulama blokları kuvvet uygulama süreci boyunca mümkün olduğunca sırt ile

kontak halinde olmalıdır. Koltuğun birden fazla oturma pozisyonu olması durumunda her pozisyon için bu kuvvetler uygulanmalıdır. Koltuğun başlangıç pozisyonu blokların en az 20 N kuvvet uyguladığı durum için ölçülür. Kuvvetler mümkün olduğunca çabuk ve her iki bloğun kuvveti belirtilen değerde birlikte kalacak şekilde uygulanmalıdır. Deformasyon ne olursa olsun belirtilen yüke en az 0,2 saniye dayanmalıdır.

3.2.2.2 Test sonuçlarının değerlendirilmesi

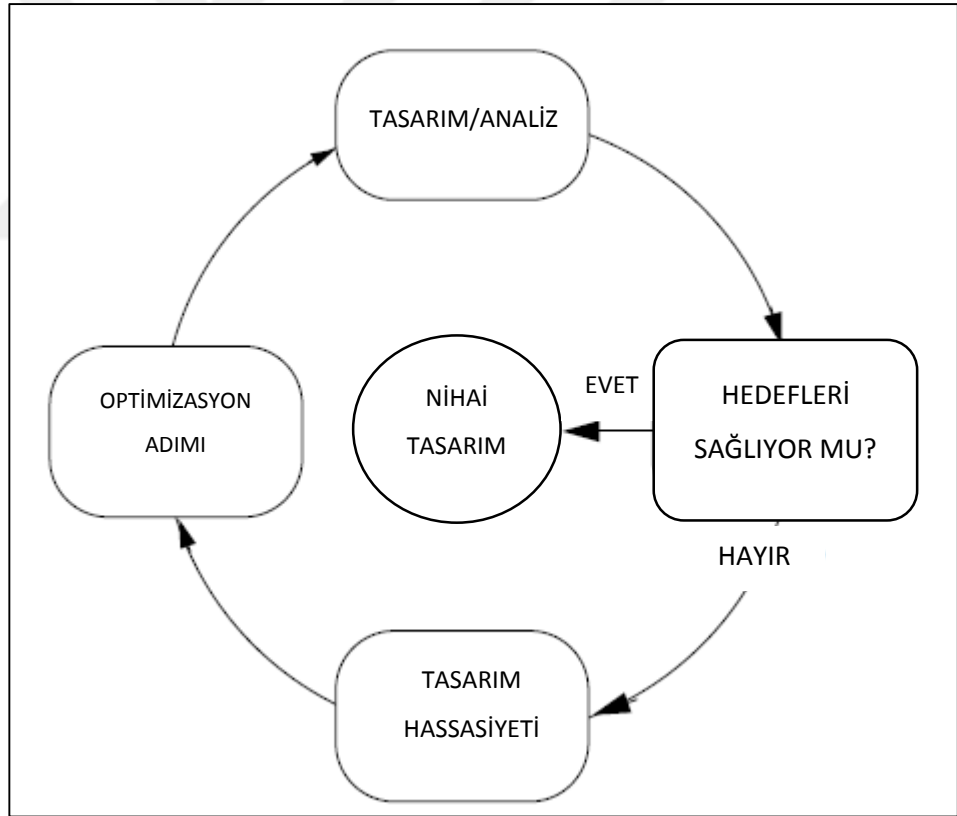
Koltuk bağlantıları ve koltuk yeterli dayanımı sağlamalı. H_1 kuvvet uygulama noktasındaki koltuğun pozisyonuna göre yatay düzlemdeki yer değiştirme 400 mm'yi geçmemelidir. H_1 kuvvet uygulama noktasının merkezindeki maksimum yer değiştirme 100 mm'den düşük olmamalıdır. H_2 kuvvet uygulama noktasının merkezindeki maksimum yer değiştirme 50 mm'den düşük olmamalıdır. Sırt bağlantıları ve elemanları yolcu da yaralanmaya sebep olmayacak kondisyonda olmalıdır. Bu şart 165 mm çapındaki kürenin dokunabileceği alandaki parçanın yarıçapı eğimi minimum 5 mm ise sağlanmış sayılır. Koltuğun diğer bölgeleri için koltuğun herhangi bir parçasının veya bağlantı elemanının komple çıkmamış olması beklenir. Kısmi olarak ayrılmış parça varsa dahi tüm kilit mekanizmalarının testin uygulanması boyunca kilitli olması gerekmektedir. Test sonunda yaralanmaya sebep olacak keskin kenar, köşe veya yırtık oluşmamalıdır.

3.3 Optimizasyon kavramı

Optimizasyon verilen şartları sağlayan hedef fonksiyonunu minimize veya maksimize eden prosese verilen isimdir. Mühendislikte optimizasyon, mevcut kaynaklarla mümkün olabilecek en kaliteli, en iyi ürünü tasarlamayı ve üretmeyi hedeflemektir. Bu metotlardan biri, deneyler yardımıyla imal edilen modellerin test edilmesi ve geliştirilmesidir. Bu çok pahalı metodu kullanmak yerine, tasarım işlemini analitik olarak tanımlamak ve çözümü diferansiyel cebir veya varyasyonel cebir ile elde etmek günümüzde çok daha yaygın olarak kullanılmakta ve üretici firmalara zaman ve ekonomiklik açısından büyük avantajlar sağlamaktadır. Günümüzde bilgisayar kodları yardımıyla tasarımı analiz etmek

ve sonuçları değerlendirmek mümkündür. Tasarım değişkenlerini değiştirerek ve programı tekrar çalıştırarak kabul edilebilir bir tasarım elde edilebilir.

Çoğu optimizasyon algoritmasında başlangıç tasarım değişkenleri tanımlamak gerekir. Bu değerler başlangıç noktası olarak kullanılarak iterasyon yapılır ve her adımda tasarım yenilenir optimizasyon işleminde her bir iterasyon içerisinde ilk önce iki ardışık iterasyon arasında yakınsamanın olup olmadığı kontrol edilir, yakınsama belirli toleranslar içerisindeyse optimumu elde etmiş oluruz ve iterasyon durur. Yakınsama belirli toleranslar içerisinde değilse optimum elde edilene kadar iterasyona devam edilir ve bunun için model tasarım duyarlılığı analizinden geçer. Bu iterasyon işlemi için optimizasyon sonuçlandığında model güncellenerek döngünün başına dönülür ve tekrar yakınsamanın olup olmadığı sorusu sorulur. Şekil 3.7’de optimizasyon işlemi için akış şeması gösterilmiştir.



Şekil 3.7 : Optimizasyon akış şeması

3.3.1 Optimizasyon parametreleri

Mühendislik problemlerinin birçoğu belli kısıtlamalara sahip iyileştirmeler içerir. Verilen gerilme ve deformasyon kısıtlamaları altında minimum ağırlığa sahip tasarımın bulunması bu iyileştirmelere bir örnektir.

Kısıtlamalara sahip bu tarz problemler genel lineer olmayan programlama formunda aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ tasarım değişkenleri vektörü olacak şekilde

$g_i(x) \leq 0$ ($i = 1, \dots, m$) eşitsizlik kısıtlamalarını ve

$h_j(x) = 0$ ($j = 1, \dots, l$) eşitlik kısıtlamalarını sağlayan $f(x)$ fonksiyonunun minimum veya maksimum değeridir. (Menon 2005)

Optimize edilecek büyüklük hedef fonksiyon olarak adlandırılır. Optimum değeri bulmak için değişken olarak kullanılan parametreler tasarım değişkeni ve parametrelerin alacağı değere ilişkin sınırlandırmalar da kısıtlayıcılar olarak adlandırılır. Optimizasyon problemleri hedef fonksiyonunun türüne göre sınıflandırılabilirler. Hedef fonksiyonu ve kısıtlar doğrusal ise veya problem herhangi bir kısıt fonksiyonu içermiyorsa doğrusal programlama söz konusudur. Kısıtlamasız çok değişkenli optimizasyon problemi 3.1 denklemindeki gibi tanımlanabilir. (Kaymaz 2005)

$$\min f(x) = 3x_1^2 - 2x_1x_2 + 5x_2^2 + 8x_2 \quad (3.1)$$

Değişkenlerin ve hedef fonksiyonun doğrusal olduğu doğrusal programlama problemine örnek 3.2 denkleminde verilmiştir.

$$\min f(x) = 2x_1 + 6x_2 \quad (3.2)$$

$$-x_1 + x_2 \leq 2$$

$$2x_1 + x_2 \leq 2$$

$$x_1 \geq 0, x_2 \geq 0$$

Doğrusal olmayan çok değişkenli kısıtlamalı optimizasyon problemine örnek 3.3 denkleminde verilmiştir.

$$\min f(x) = x_1^2 - 2x_1x_2 + 5x_2^2 + 8x_2 \quad (3.3)$$

$$\frac{1}{60x_2}x_1 - 1 \leq 0$$

$$1 - \frac{1}{3600}x_1(x_1 - x_2) \leq 0$$

$$x_1, x_2 \geq 0$$

3.4 Yapısal optimizasyon türleri

Yapısal optimizasyon problemleri üç başlık altında incelenebilir; boyut optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu. Şekil optimizasyonunun bir formu olan topografya optimizasyonu da ayrı bir başlık altında incelenebilir.

3.4.1 Boyut optimizasyonu

Önceden tanımlı parametreler üzerinden uygulanır. Optimizasyon yapılacak parçanın geometrisi bellidir ve parça kalınlığı tasarım değişkeni olarak kullanılabilir. Kiriş elemanlar için kesit alanı ve uzunluk tasarım değişkeni olarak tanımlanabilir. Ayrıca her bir parça için tanımlı malzeme özellikleri de tasarım değişkeni olarak kullanılabilir.

3.4.2 Şekil optimizasyonu

Şekil optimizasyonunda yapının dış sınırları ve yapı içerisindeki boşaltma geometrileri tasarım değişkenleridir. Yüzeyler üzerinde değişken tanımlaması yapılabildiğinden boyut optimizasyonunun genişletilmiş hali olarak düşünülebilir. Boyut optimizasyonunda olduğu gibi konfigürasyonu önceden belirlenmiş olan yapıları esas alır.

3.4.3 Topoloji optimizasyonu

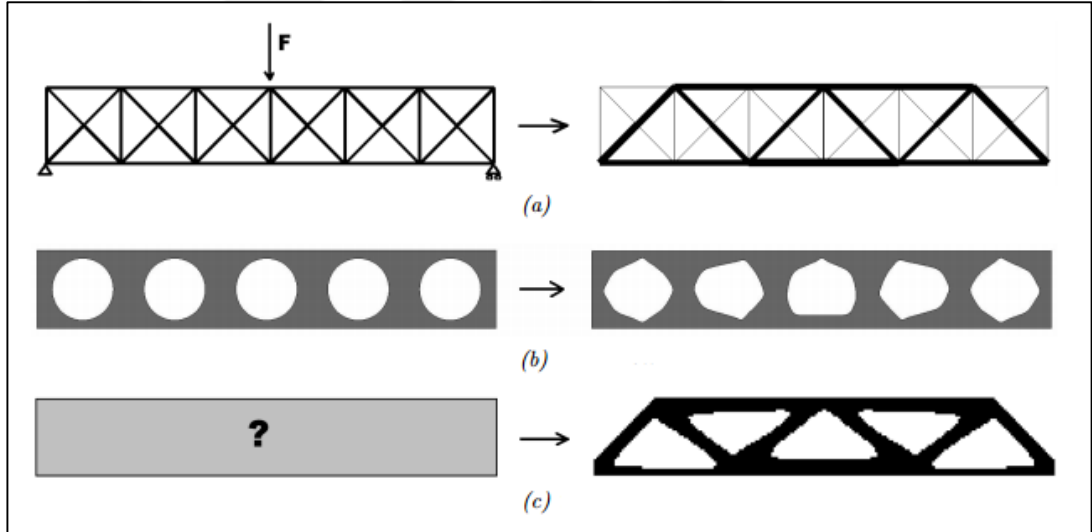
Yapısal optimizasyonun en genel formu topoloji optimizasyonudur. Şekil ve boyut optimizasyonunda amaç optimum malzeme dağılımını bulmak iken topoloji optimizasyonunda sonuç şekli veya delik sayısı, parça şekli gibi topoloji belli değildir. Verilen tasarım alanı için amaç optimum malzeme ve boşluk dağılımını bulmaktır. Ayrık elemanlarla ifade edilen sonlu elemanlar modelinde sonuç olarak malzemenin bulunup bulunmamasına göre 0-1 problemi şeklinde ifade edilebilir. Topoloji optimizasyonu için yoğunluk metodu ve homojenleştirme metodu olmak üzere iki temel yaklaşım mevcuttur.

3.4.3.1 Homojenleştirme Metodu

Homojenleştirme metodu, 1988 yılında Kikuchi ve Bendsoe tarafından geliştirilmiştir. Homojenleştirme metodu, kriter ve kısıtlayıcılar sağlanırken tasarım alanındaki optimum yapının kompozit mikroyapısal bir sistem üzerinde gerçekleştirir. Homojenleştirme metodu, sistemi kompozit ve mikroyapısal bir oluşum olarak kabul etmekte ve bu yapı homojenleştirilmektedir. Bu metoda göre bir mikroyapı; malzeme içermeyen (delik büyüklüğü =1), izotropik malzeme içeren (delik büyüklüğü= 0) ve ortotropik ($0 < \text{delik büyüklüğü} < 1$) malzeme içeren genelleştirilmiş gözenekli malzeme olmak üzere üç grupta sınıflandırılır. Boşluk, gözenek ve katı mikroyapıların dağılımı bir yapının topolojisini gösterir. Homojenleştirme teorisi; tasarım alanındaki gözeneklerin farklı olmasından dolayı mikroyapıların elastik malzeme özelliklerinin eşdeğer olarak değerlendirilebileceğini kabul eder. Homojenleştirme teorisinde yapı, periyodik mikroyapıların bileşimi olarak kabul edilir ve eşdeğer malzeme özellikleri, mikroskobik büyüklükte azalma içeren bir sınır süreç ile belirlenir. Ayrıca, malzeme eksenlerinin oryantasyonu, malzeme özelliklerini tanımlamada dikkate alınmak zorundadır. Böylelikle bir yapının elastik malzeme özellikleri, mikroyapısal deliklerin oryantasyonu ve büyüklüğü ile tanımlanabilir. Optimizasyon sürecinde mikroyapılar, katı ve boşluk arasında değişir. Eğer mevcut malzeme miktarı belli ise malzeme yapının bir kısmından diğer bir kısmına hareket edebilir. Bu nedenle yapıların topoloji tasarımı, belirlenen uygun yapısal alan içinde optimum malzeme dağılımının bulunması olarak ele alınabilir.

3.4.3.2 Malzeme Dağılımı Metodu

Malzeme dağılımı metodu 1993 yılında R.J. Yang ve C.H. Chuang tarafından geliştirilmiştir. Yoğunluk metodu olarak da adlandırılmaktadır. Homojenleştirme metodunda, her bir elemanın Young modülü için ek işlemler yapılmakta ve her bir eleman için çoklu değişkenler kullanımı gerekmektedir. Bu nedenle, problemin yapısı daha karmaşık hale gelmekte ve çözüm için gerekli işlem hacmi artmaktadır. Malzeme dağılımı metodunda, homojenleştirme metodundan farklı olarak; her bir sonlu elemanın yoğunluğu tasarım değişkeni olarak kabul edilir. Homojenleştirme metoduna benzer şekilde topoloji tasarımı için amaç, rijitliğin maksimum olmasına eşdeğer olan kompliansı minimize etmektir. (Yıldız 2003) Şekil 3.8’de boyut, şekil ve topoloji optimizasyon problemleri örneklemeye anlatılmaya çalışılmıştır.

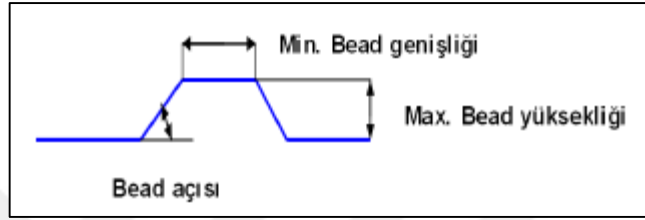


Şekil 3.8 : Boyut (a), şekil (b) ve topoloji (c) optimizasyon örnekleri (Olason 2010)

3.4.3 Topografya optimizasyonu

Topografya optimizasyonu şekil optimizasyonunun gelişmiş bir formudur. Bunya (bead) optimizasyonu olarak da adlandırılabilir. Topoloji optimizasyonu ile benzerlik gösteren topografya optimizasyonunda tasarım değişkeni olarak yoğunluk yerine parça üzerinde uygulanabilir kabartmalar kullanılmaktadır. Tasarım bölgesi, yapı üzerinde etkisi

hesaplanan ve bir seri iterasyonla optimize edilmiş çok sayıda değişkene bölünmektedir. Çok sayıdaki şekil değişkeni kullanıcıya, tasarım alanı içerisinde bunya oluşturulması imkânını sağlamaktadır. (Balaban 2011) Topografya optimizasyonunda kütle, atalet momenti, frekans, birim şekil değiştirme, hacim, komplians, burkulma modu, kuvvet, gerilme, yer değiştirme amaç ve kısıt fonksiyon olarak tanımlanabilir. Optistruct yazılımında oluşturulacak bunyaya ait geometrik parametreler tanımlanabilmektedir. Bunya geometrisi dışında üretilebilirlik, simetri ve çoğaltma kısıt parametreleriyle bunya geometrisi yönlendirilebilir. Şekil 3.9’da bunya geometrik parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 3.9 : Bunya parametreleri (Balaban 2011)

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

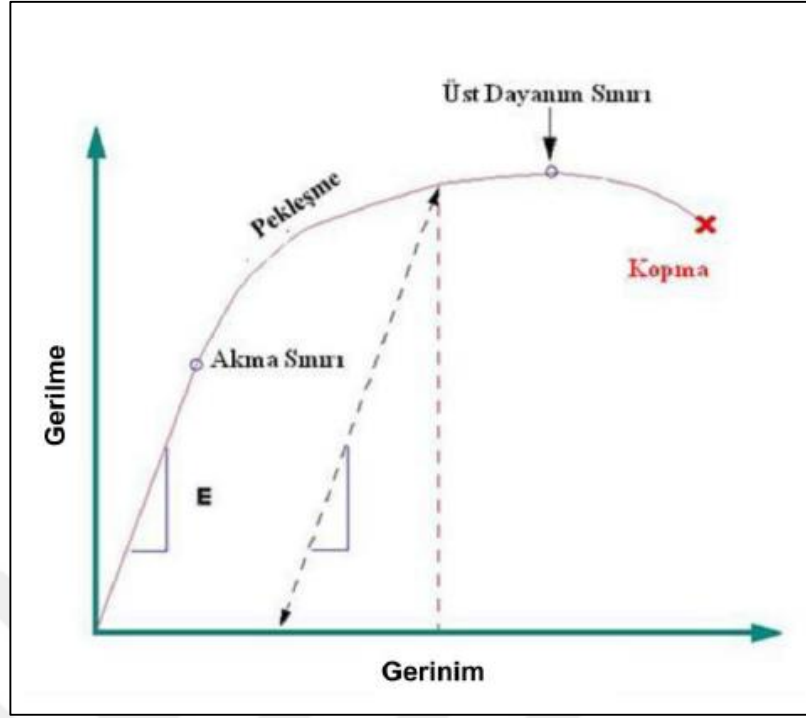
Bu çalışma M2 sınıfı bir yolcu koltuğunun sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak modellenmesi, oluşturulan modelin ECE R14 emniyet kemer çekme ve ECE R80 statik itme test koşulları altında analiz edilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve topografya optimizasyonu ile iyileştirme çalışması ve nihai tasarımın regülasyonlara uygunluğunun incelenmesi ile tamamlanmıştır.

4.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık mühendislik problemlerinin nispeten basit alt problemlere indirgenerek çözümün arandığı bir yöntemdir. Yapısal analizlerde, karmaşık olan yapı çok sayıda parçaya bölünür. Her bir eleman birbirine düğüm noktalarıyla bağlıdır. Her bir düğüm noktasının üç ötelenme ve üç dönme olmak üzere altı serbestlik derecesi vardır. Sonlu elemanlar yöntemi ile sürekli bir yapının davranışı sonlu sayıdaki düğüm noktası (serbestlik derecesi) ile ifade edilir.

4.1.1 Doğrusal Olmayan Sistemlerin Çözümü

Sistemin, lineer denge denklemleri ile çözülemediği durumlarda Hooke eşitliği ile çözüm yeterli olmaz. Bu yüzden birden fazla adımda çözüm aranır. Her bir adımda (iterasyon) yapılan yüklemeye göre istenen sonuca belli bir yakınsama ile ulaşılır. Sonlu elemanlar analizlerinde akma sınırının üzerindeki deformasyonlar söz konusu olduğunda malzeme doğrusal olmayan davranış gösterir. Şekil 4.1'de gösterilen malzeme gerilme – gerinim eğrisinin akma bölgesinin üstündeki bu doğrusal olmayan durum plastik davranış olarak adlandırılır.



Şekil 4.1 : Malzeme gerilme – gerinim eğrisi (Yaşar 2011)

4.1.2 Doğrusal Olmayan Dinamik Sistemlerin Çözümü

Sonlu elemanlar uygulamasında sıklıkla karşılaşılan diğer bir durum doğrusal olmayan dinamik sistemlerin çözümüdür. Bu tür problemler açık kod (explicit) yöntemi ile çözümler. Açık kod kullanılan çözümlerde rijitlik matrisi oluşturulmadığı için çözüm daha sadedir. Her zaman aralığı için yükleme şartları farklı olduğundan doğrusal sistemlerdeki gibi denge hali araştırılmaz. Açık kodların kullanımında sistemin kararlılığı için model küçük zaman aralıklarında çözdürülür. Dinamik sistemlerin çözümünde (4.1) denge denklemleri kullanılmaktadır. (Yaşar 2011)

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (4.1)$$

Sonlu farklarla yukarıdaki denklemi ifade etmek gerekirse denklem (4.2) halini alır.

$$[M]\{\ddot{X}_n\} + [C]\{\dot{X}_n\} + [K]\{X_n\} = \{F_{dış}(t_n)\} \quad (4.2)$$

[K] : Katılık matrisi

[C] : Sönümlenme matrisi

{F_{dış}} : Dış kuvvetler vektörü

[K]{X_n} = {F_{iç}(t_n)}

Denklemin çözümü sırasında yapıya etkiyen diğer kuvvetler de hesaba katıldığında genel olarak hareket denklemi (4.3) aşağıda verilmiştir.

$$[M] \left\{ \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \right\} = \{f_{dış}\} - \{F_{iç}\} + \{F_{gövde}\} + \{F_{hrsg}\} + \{F_{kontak}\} \quad (4.3)$$

{F_{gövde}} : Gövde kuvvetleri

{F_{hrsg}} : Hourglass kuvvetleri

{F_{kontak}} : Kontak kuvvetleridir.

4.1.2.1 Açık kod için zaman aralığı

Açık kod ile çözümde en küçük zaman aralığına sahip elemana göre zaman adımı belirlenir. Zaman aralığı karakteristik eleman boyunun dalga hızına oranıdır. Tek boyutlu eleman için zaman aralığı Courant, Friedrichs ve Lewy eşitliği denen bu denklem (4.4) aşağıdaki gibidir.

$$\Delta t = \frac{L_c}{c} \quad (4.4)$$
$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \vartheta^2)}}$$

C : ses hızı

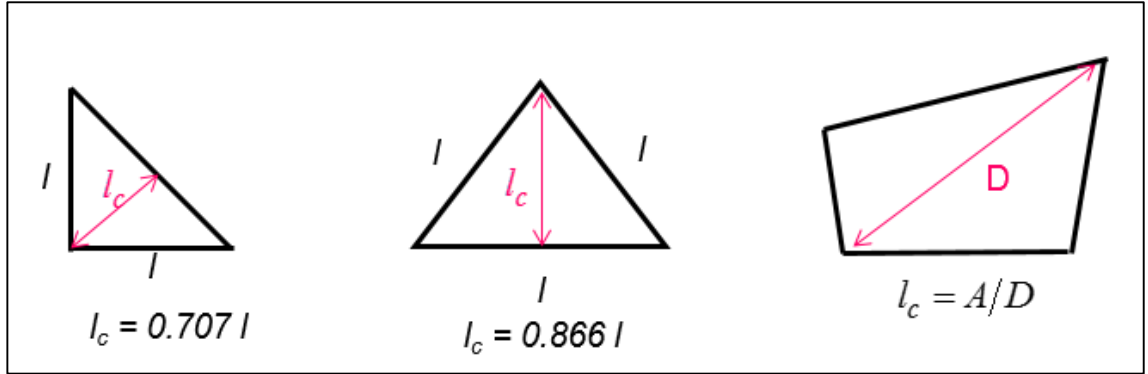
E: Elastisite modülü

ρ : Yoğunluk

ϑ : Poisson oranı

L_c : Karakteristik eleman boyu

Kabuk elemanlar için karakteristik uzunluk hesabı Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Kabuk elemanlarda karakteristik uzunluk (Anonim 2012)

4.1.3 Açık kod hesaplama yöntemi

Yolcu koltuğuna ait ECE R14 ve ECE R80 analizlerinin açık kodla çözümü için RADIOSS sonlu eleman çözücü yazılımı kullanılmıştır. RADIOSS için açık kod çözüm adımları Şekil 4.3’de gösterilmiştir. Çözüm adımları şu şekildedir:

Bir zaman adımı için sisteme etkiyen dış kuvvetler (hız, ivme, deplasman, kuvvet, moment gibi) tatbik edilir. Bu kuvvetler için iterasyon adımında oluşan hourglass ve iç eleman kuvvetleri hesaplanır. Bu adımda eleman koordinat sistemine göre matris hesaplanır. (4.5)

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x_j} |t = F_{\xi}^{-1} \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} |t \quad (4.5)$$

Elemanlar üzerinde birim şekil değiştirme oranları hesaplanır.

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) \dot{x} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.6)$$

Şekil değiştirme oranından gerilme değeri çıkarılır.

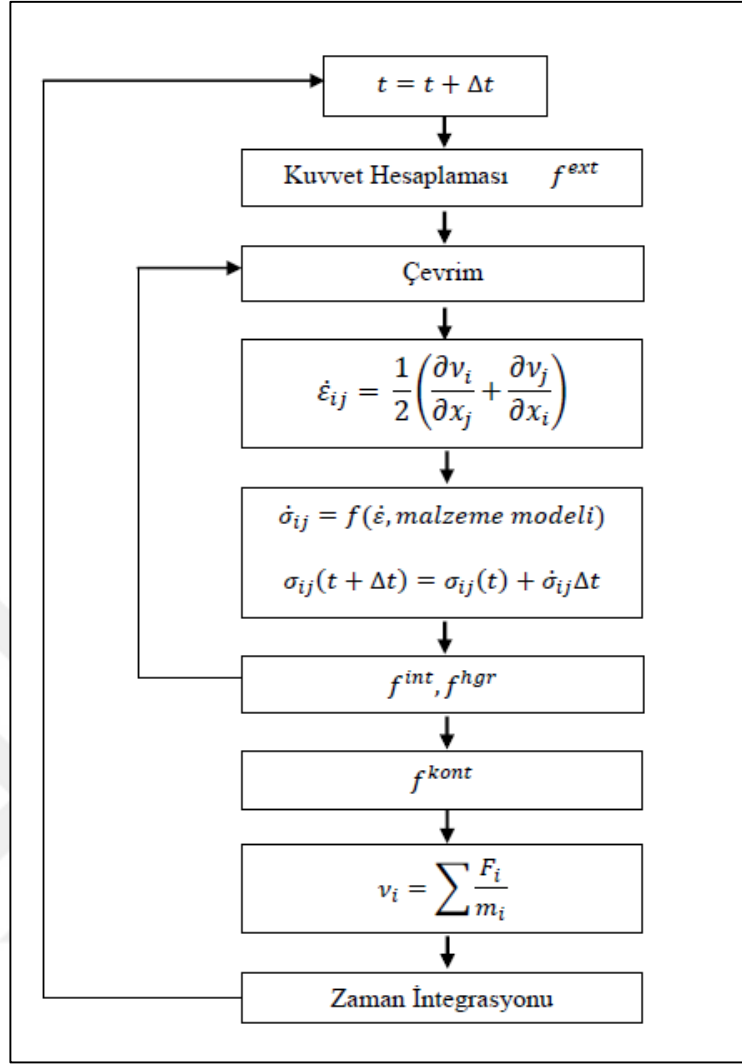
$$\sigma_{ij} = f(\dot{\epsilon}, \text{malzeme eğrisi}) \quad (4.7)$$

Açık zaman integrasyonu ile cauchy gerilmeleri hesaplanır.

$$\sigma(t + \Delta t) = \sigma(t) + \dot{\sigma}(\Delta t) \quad (4.8)$$

İç kuvvetler ile hourglass kuvvet vektörleri de hesaplanıp bir sonraki zaman adımı hesaplanır. Kontak kuvvetleri de kullanılarak dış kuvvetler ve iç kuvvetlerin farkından yeni zaman adımı için yeni ivme hesabı yapılır.

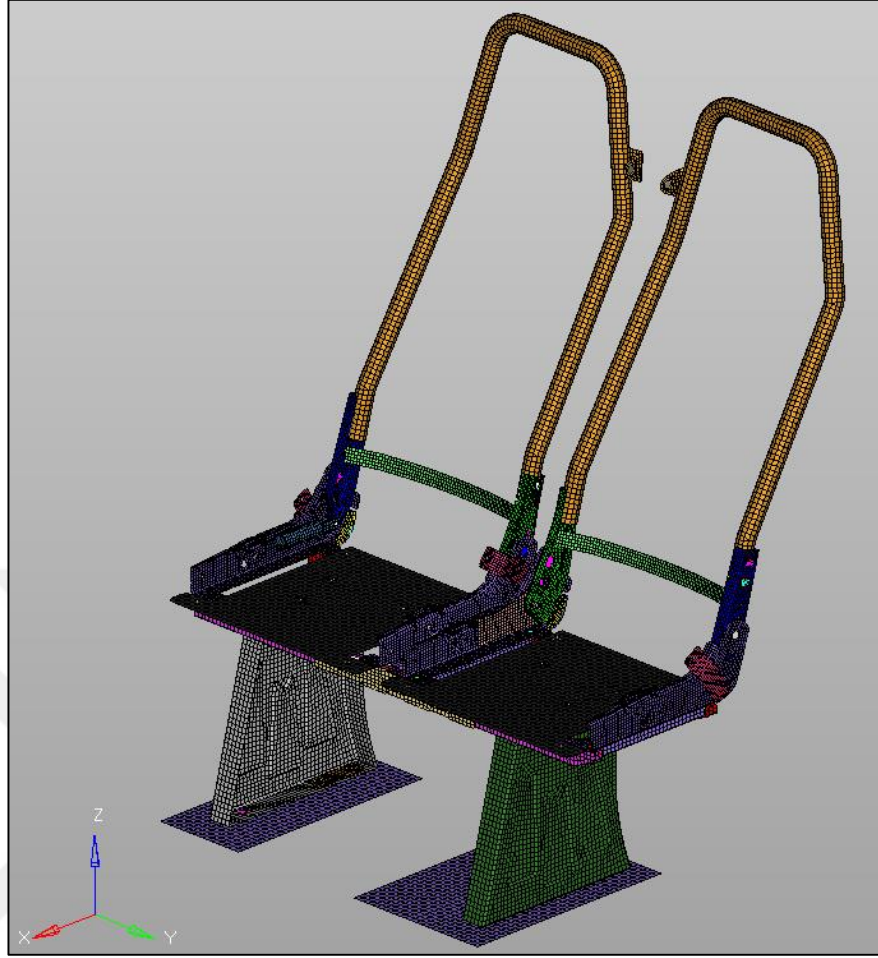
$$\dot{v}_i = M^{-1}(f_{ext}^i - f_{int}^i) \quad (4.9)$$



Şekil 4.3 : Açık kod çözüm akışı (Yaşar 2011)

4.2 Koltuk Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Koltuğun sonlu elemanlar modelinin hazırlanmasında Altair Hypermesh yazılımı kullanılmıştır. Sac malzemelerin orta yüzeyleri çıkarılarak iki boyutlu kabuk elemanlarla modellenmesi yapılmıştır. Eleman boyutu ortalama 5 mm olarak seçilmiştir. İkilik koltuk modeli toplam 34704 eleman ve 36844 düğüm noktasından oluşmuştur. Koltuğa ait sonlu eleman modeli Şekil 4.4’de gösterilmiştir.



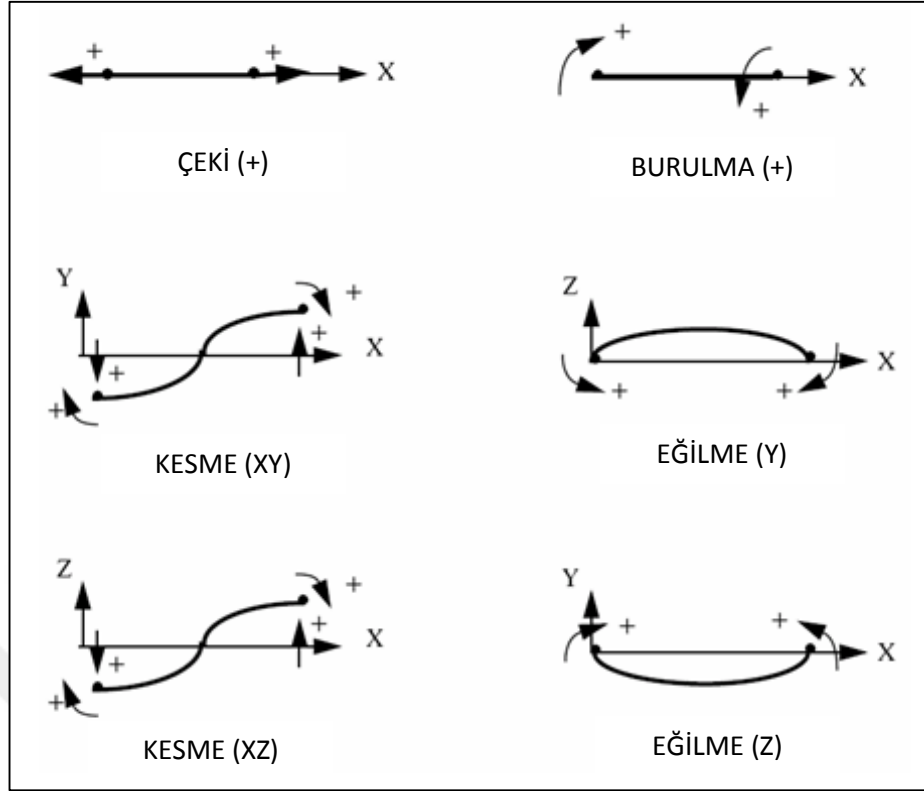
Şekil 4.4 : İkili koltuk sonlu eleman modeli

Hypermesh programında sonlu eleman modeli hazırlanan koltuğun malzeme ve kalınlık bilgileri tanımlandıktan sonra Hypercrash programı yardımıyla parçalar arasında temas tanımlamaları ve bağlantı elemanlarının modellenmesi yapılmıştır. Cıvata ve kaynak gibi bağlantı parçalarının modellenmesinde bağlantı bölgesinin kritikliğine bağlı olarak tek boyutlu yay (SPRING), kiriş (BEAM) ve rijit (RBODY) elemanlar kullanılmıştır. Cıvata bağlantılarının modellenmesinde seçilen yay eleman çubuk tip yay eleman olup (PROP/TYPE13) 6 bağımsız deformasyon moduna sahiptir. Tip 13 yay eleman için deformasyon modları Şekil 4.5’de gösterilmiştir. Lineer yay eleman tanımlaması için kuvvet hesabı için formül aşağıda verilmiştir.

$$F = K\delta + C\dot{\delta} \quad (4.10)$$

K = yay direngenliği

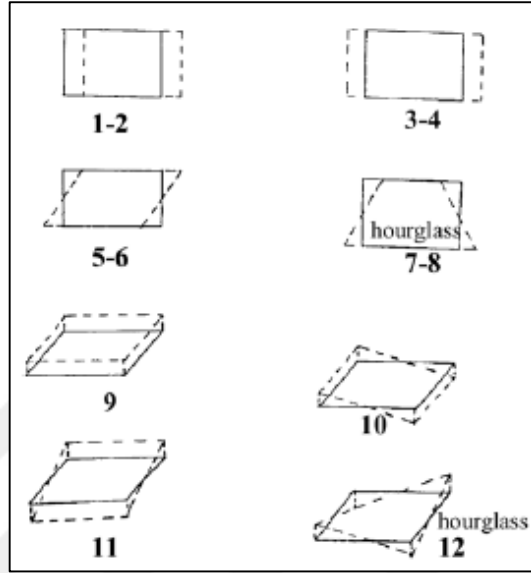
C = sönümlenme katsayısı



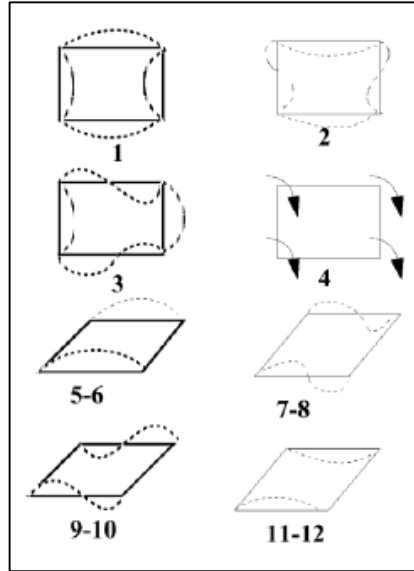
Şekil 4.5 : Çubuk eleman deformasyon modları (Anonim 2012)

Bu çalışmada sabitleme elemanları yüksek direngelikle tanımlanmış olup yük altındaki deformasyonları ihmal edilmiştir. Yük altında lineer olmayan davranış gösteren bağlantı elemanlarının deformasyon modu tip 13 yay eleman için kuvvet uzama eğrisiyle tanımlanabilmektedir. Bu şekilde çözümün doğruluğu artırılabilir. Kabuk elemanların modellenmesinde fiziksel hourglass düzeltmesi yapan QEPH eleman formülasyonu seçilmiştir. Tek integrasyon noktasıyla tanımlanan bu eleman formülasyonu 4 integrasyon noktasına sahip elemanlara göre çözüm süresinde %15 avantaj sağlamaktadır. Uygun ağ yapısına sahip modeller için QEPH elemanlar iyi sonuç vermektedir. Hourglass deformasyonu sıfır enerji deformasyonu olarak da adlandırılır. Tek integrasyon noktası ile tanımlanan bir eleman için olası bazı deformasyonların enerjileri integrasyon noktasına indirgenğinde integrasyon noktasında sıfır gerilme ve gerilme değeri oluşabilir. Bu tarz deformasyonlar analizde kararsızlığa yol açabilir dolayısıyla bu deformasyonların minimize edilmesi gerekmektedir. Analizin tutarlılığı için hourglass enerjisinin sistemin iç enerjisinin %10'unu geçmemesi istenir. (Şenel 2009)

Kabuk elemanlar için 12 öteleme deformasyon modu Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Bunlardan 1-2-9 cismin uzaydaki serbest hareket modu, 3,4,5,6,10,11 deformasyon modları ve 7,8 ve 12 hourglass modlarıdır. Benzer şekilde dönel deformasyon modları için Şekil 4.7'de 1,2,3 ve 4 düzlem dışı dönme modu 5,6,7 ve 8 deformasyon modları 9,10,11 ve 12 hourglass modlarıdır.

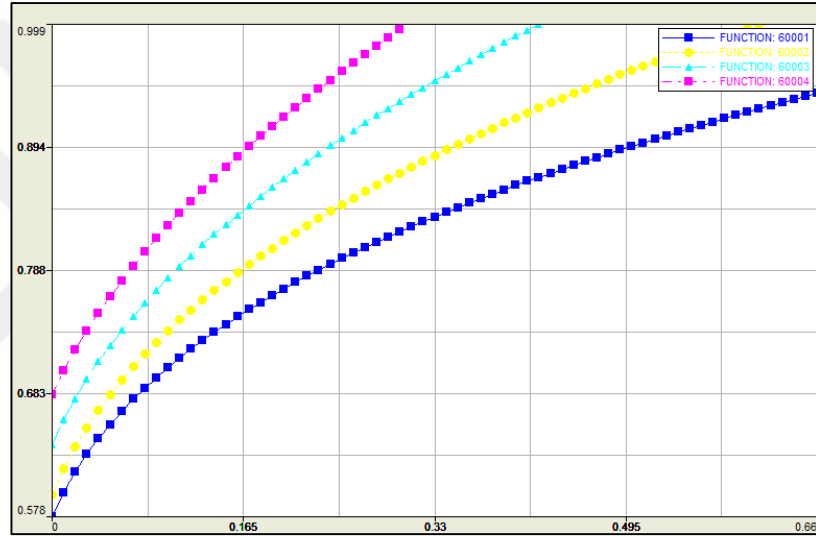


Şekil 4.6 : Ötelenme deformasyon modları (Anonim 2012)



Şekil 4.7 : Rotasyonel deformasyon modları (Anonim 2012)

Modeldeki kabuk elemanlar için kalınlık boyunca 5 integrasyon noktası tanımlanmıştır. Böylelikle kalınlık boyunca eğilme direnci gösterebilmeleri mümkün olabilmektedir. Sonlu elemanlar modeli için malzeme modeli olarak LAW36 olarak adlandırılan izotropik malzemelerin elastik-plastik davranışı kullanıcı tarafından malzemenin sertlik eğrisiyle tanımlanan malzeme modeli kullanılmıştır. Malzemenin elastik kısmı elastik modül (E) ve poisson oranı (ν) değerleri girilerek tanımlanır. Malzemenin sertlik davranışı verilen bir gerinme oranı için plastik gerinme fonksiyonu ile tanımlanır. Farklı gerinme oranları için farklı plastik eğri tanımlaması mümkündür. Yanal parça için kullanılan DP600 malzeme için farklı gerinme oranları için tanımlanan gerilme gerinme eğrileri Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : DP600 malzeme için gerilme – gerinme eğrileri

4.2.1 Koltuk Sonlu Elemanlar Modeline ECE R14 Regülasyonunun Uygulanması

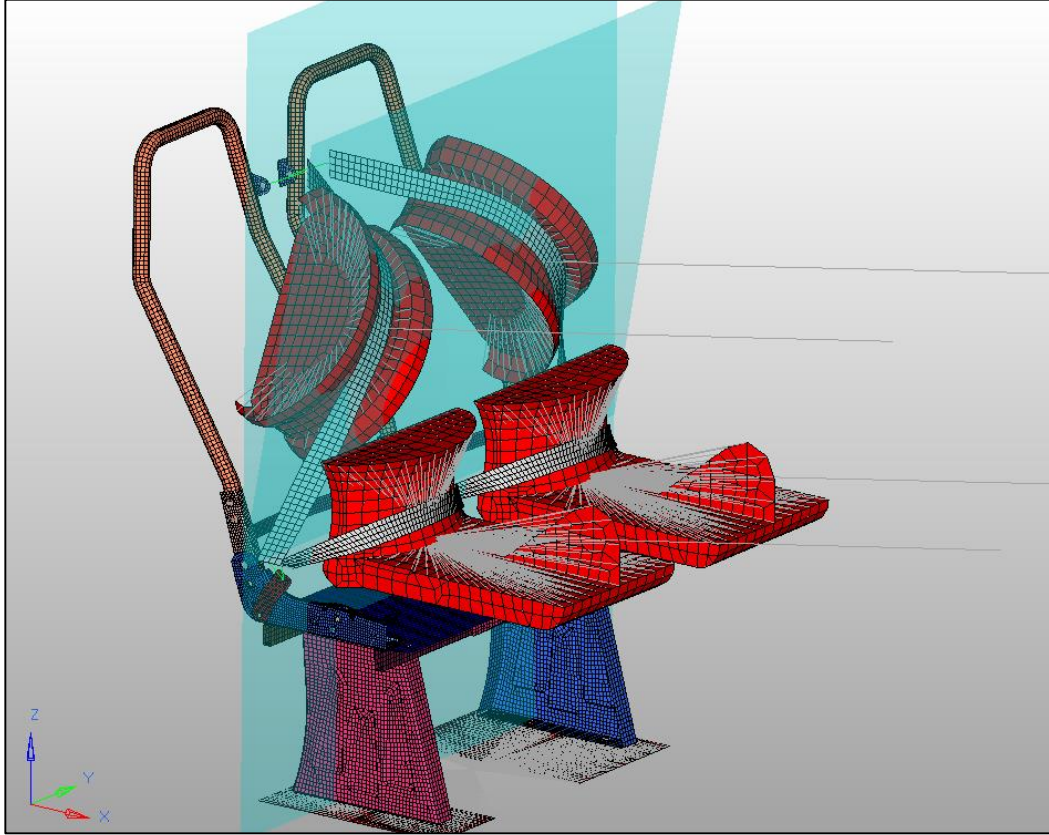
ECE R14 regülasyonunda tanımlanan çekme bloklarının sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve koltuğa göre konumlaması yapılmıştır. Emniyet kemeri koltuğa bağlantı noktalarından bağlanmış ve bloklar ile arasındaki mesafe analiz başlangıcında kontakta olacak şekilde ayarlanmıştır. Blokların istenen yükte çekilmesini sağlayacak rijitliğe sahip tek boyutlu yay elemanlar tanımlanmıştır. Bu yay elemanlar başlangıç durumunda koltuk düzlemine göre 10° ’lik açı oluşturulacak şekilde konumlandırılmıştır. Koltuk için kurulan ECE R14 analiz modeli Şekil 4.9’da gösterilmiştir. Tek boyutlu yay elemanın

yük uygulanacak olan uç noktasına koltuk düzlemine göre 10°'lik açıyla oluşturulan doğrultuda hareket edeceği sınır şartı tanımlaması yapılmıştır. Aynı noktalardan istenen analiz yüklerinin tanımlaması yapılmıştır. Koltuğa uygulanacak yükler sonlu elemanlar modeli ile fiziksel test arasında oluşabilecek hassasiyet farklılıklarından dolayı regülasyon yüklerinin %20 fazlası hesaplanarak uygulanmıştır. Koltuğun araca bağlantı noktaları rijit elemanlarla sabit tutulmuş ve bağlantı elemanları tek boyutlu yüksek rijitlikli yay elemanlar ile modellenmiştir. Taban bağlantısı için kullanılan yay elemanları Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Çekme yükleri bel emniyet kemeri için 4.11 formülünden 9580 N olarak tespit edilmiştir.

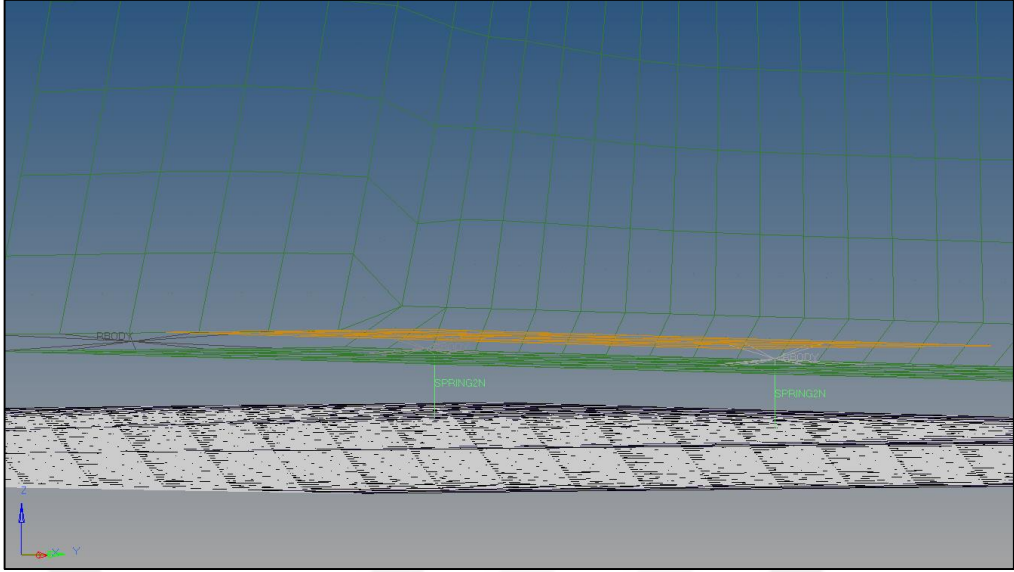
$$F_{bel} = (6750N + 10 \times 12,5 \times 9,81) \times 1,2 \quad (4.11)$$

12,5 ikili koltuk ağırlığı olan 25 kg'ın yarısıdır. 9,81 m/s² yer çekim ivmesi (g) değeridir. Omuz emniyet kemeri için çekme yükü 4.12 formülünden 8100 N olarak tespit edilmiştir.

$$F_{omuz} = 6750 \times 1,2 \quad (4.12)$$



Şekil 4.9 : ECE R14 sonlu elemanlar analiz modeli

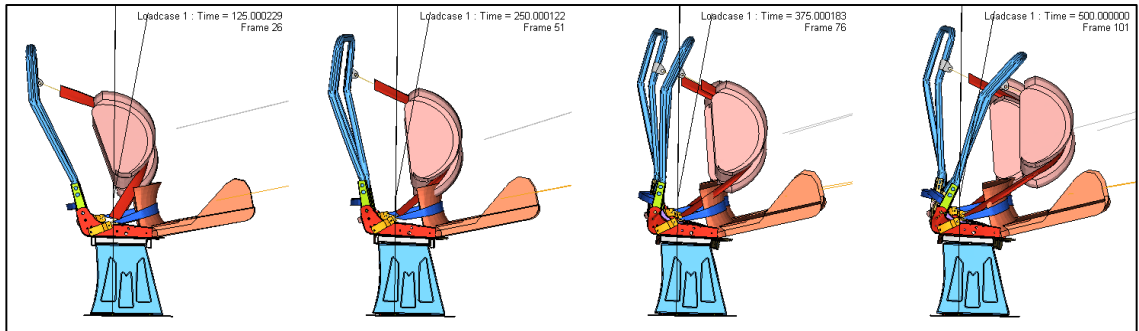


Şekil 4.10 : Koltuk taban bağlantı elemanlarının sonlu elemanlar modeli

Modelin çözdürülmesi için Radioss Version 12.0.210.89 yazılımı kullanılmıştır. Çoklu işlemci desteği ile 16 işlemci ile çözdürülmüştür. Analiz süresi 500 ms. olacak şekilde çözüm alınmıştır.

4.2.2 ECE R14 Analiz Sonuçlarının İncelenmesi

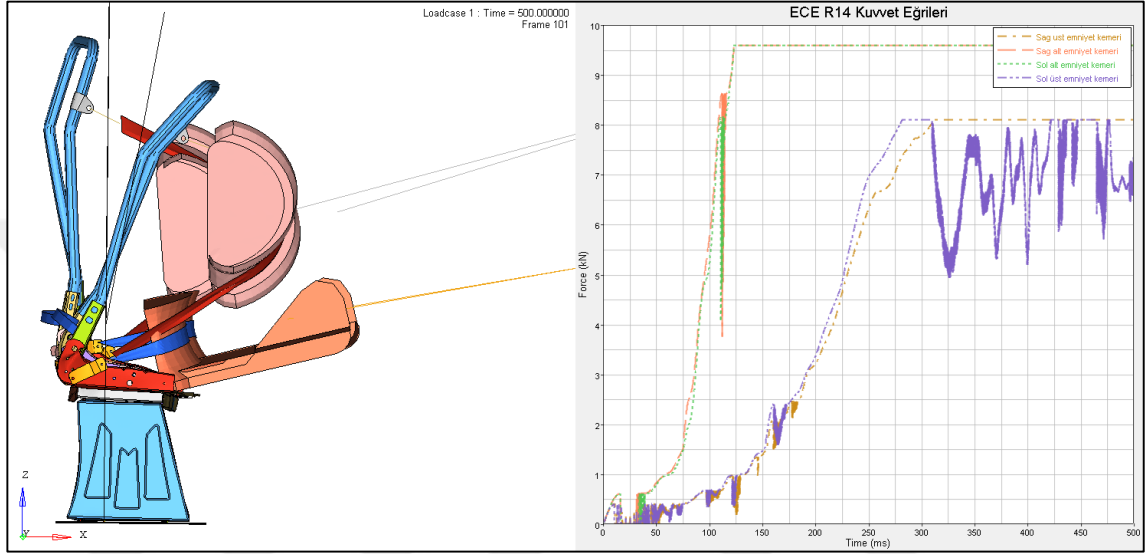
Analiz sonucu animasyon ve eleman çıktı dosyaları incelenerek deforme olan modelin regülasyon şartlarını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir. Analiz süresine bağlı olarak deformasyon şekli Şekil 4.11’de gösterilmiştir.



Şekil 4.11 : Kemer çekme analizi için zamana bağlı deformasyon

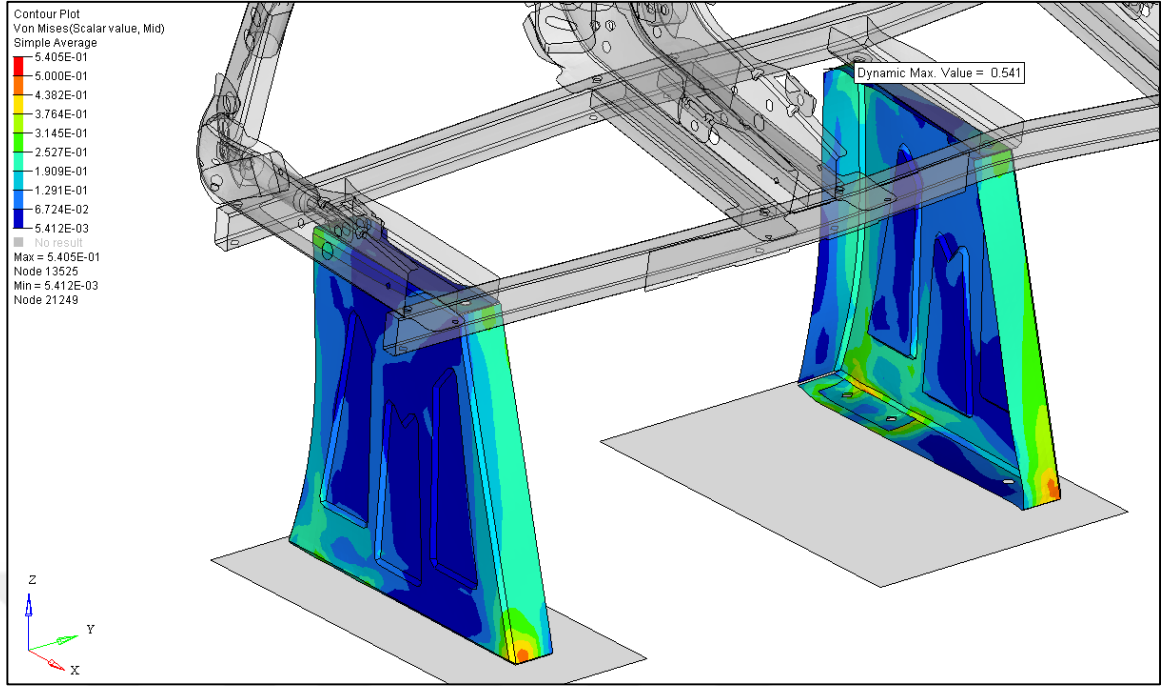
Çekme kuvvetlerinin bir boyutlu yay eleman vasıtasıyla uygulandığı model için yay elemanlarındaki kuvvet değerlerinin regülasyonda belirtilen yüklerle ulaşma eğrileri

şekilde gösterilmiştir. 300. ms sonunda tüm blokların kuvvetleri tanımlanan maksimum yüke ulaşmıştır. İkili koltuğun ayak bağlantıları merkez eksene göre simetrik olmadığından yüke ulaşma eğrileri karakteristik olarak farklılıklar içermektedir. Şekil 4.12’de görüldüğü gibi bel emniyet kemeri için istenen yük değerine 115. ms’de ulaşılmış olup omuz emniyet kemeri için yüke ulaşma 225. ms mertebelerinde olmuştur. Sırt borusunun deformasyonundan dolayı yük eğrisinde salınımlar meydana gelmiştir.

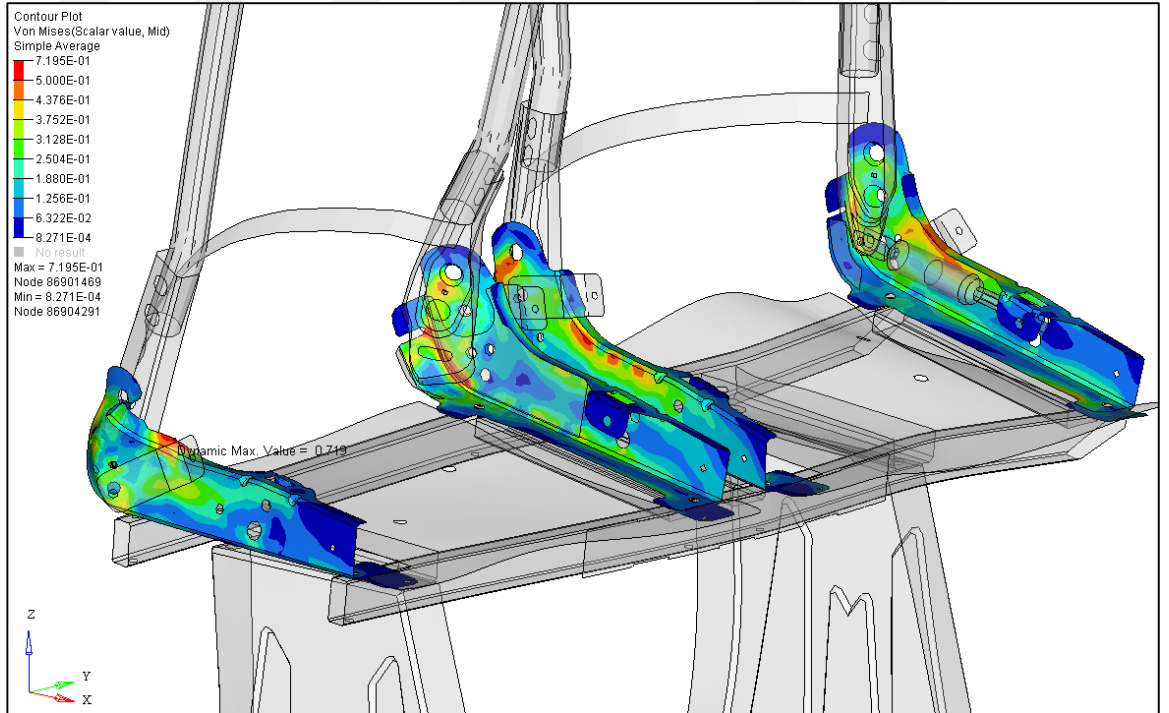


Şekil 4.12 : ECE R14 çekme bloklarının yük eğrileri

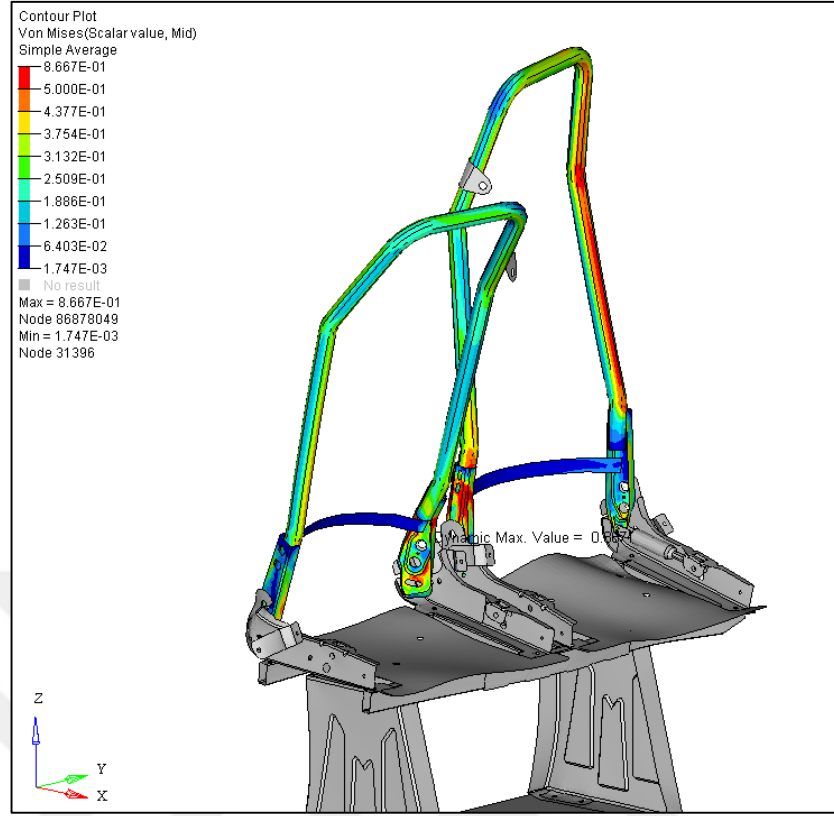
500 ms sonunda koltuğa ait parçalardaki gerilme dağılımları aşağıda gösterilmiştir. Ayaklardaki maksimum gerilme 541 MPa olarak görülmüştür. Koltuk ayaklarındaki gerilme dağılımı Şekil 4.13’de gösterilmiştir. Maksimum gerilme sol ayağın arka oturak bağlantısının olduğu bölgede oluşmuştur. Yanal elemanlarda maksimum gerilme 701 MPa olarak sağ dış yanal elemanda oluşmuştur. Yanal elemanlarda gerilme dağılımları Şekil 4.14’de gösterilmiştir. Sırt iskeletinde maksimum gerilme 867 MPa sağ sırt braketinde oluşmuştur. Koltuk sırt iskeletindeki gerilme dağılımı Şekil 4.15’de gösterilmiştir. Oturak karkasında maksimum gerilme 733 MPa olarak ara U sacda oluşmuştur. Oturak karkası için gerilme dağılımı Şekil 4.16’de gösterilmiştir.



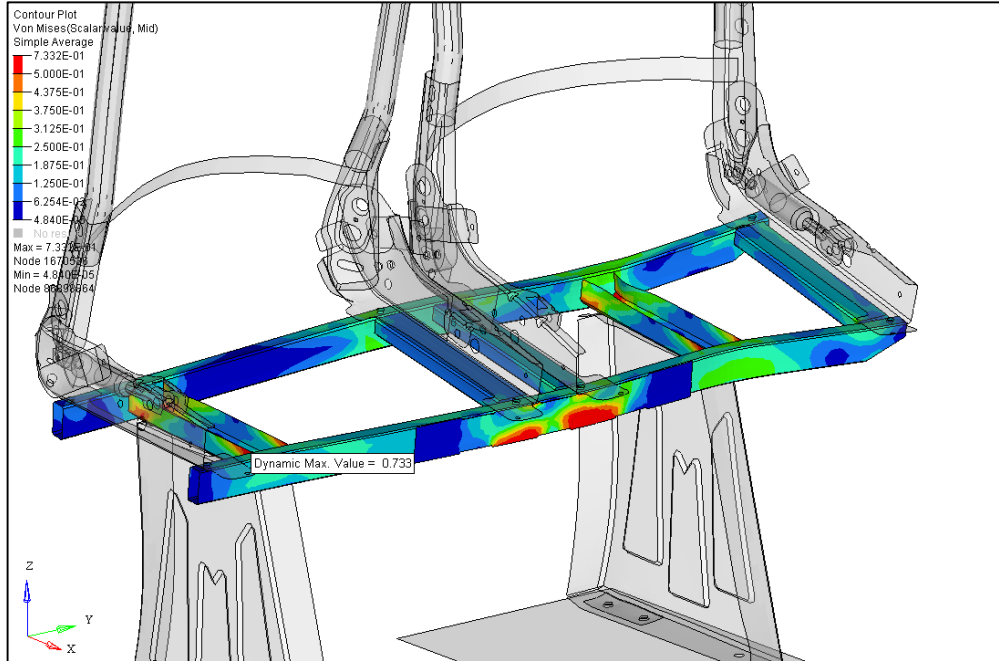
Şekil 4.13 : Ayaklardaki gerilme (von-mises) dağılımı



Şekil 4.14 : Yanal elemanlarda gerilme (von-mises) dağılımı



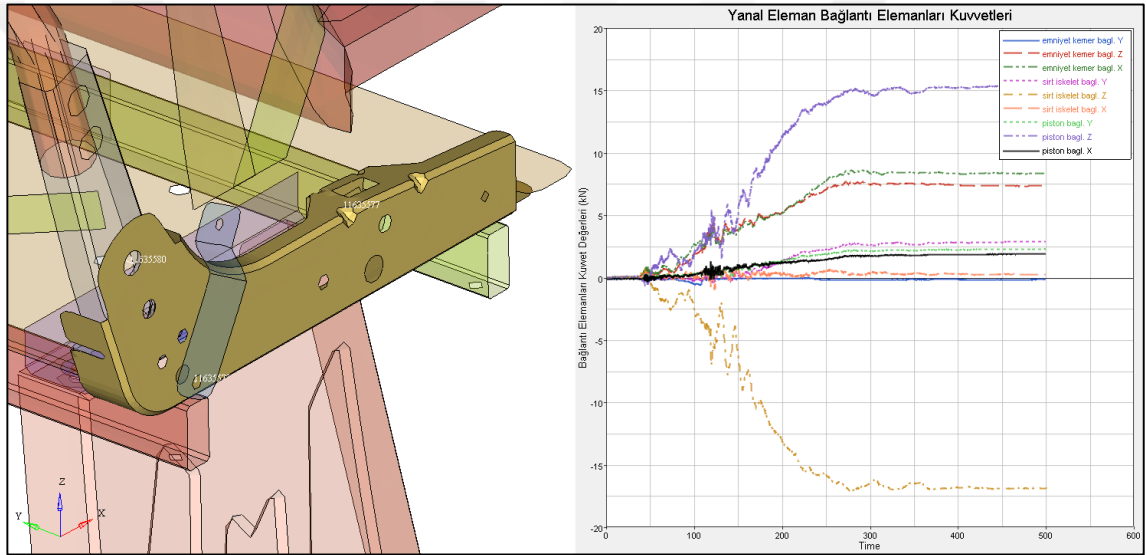
Şekil 4.15 : Sırt iskeletinde gerilme (von-mises) dağılımı



Şekil 4.16 : Oturak karkası gerilme (von-mises) dağılımı

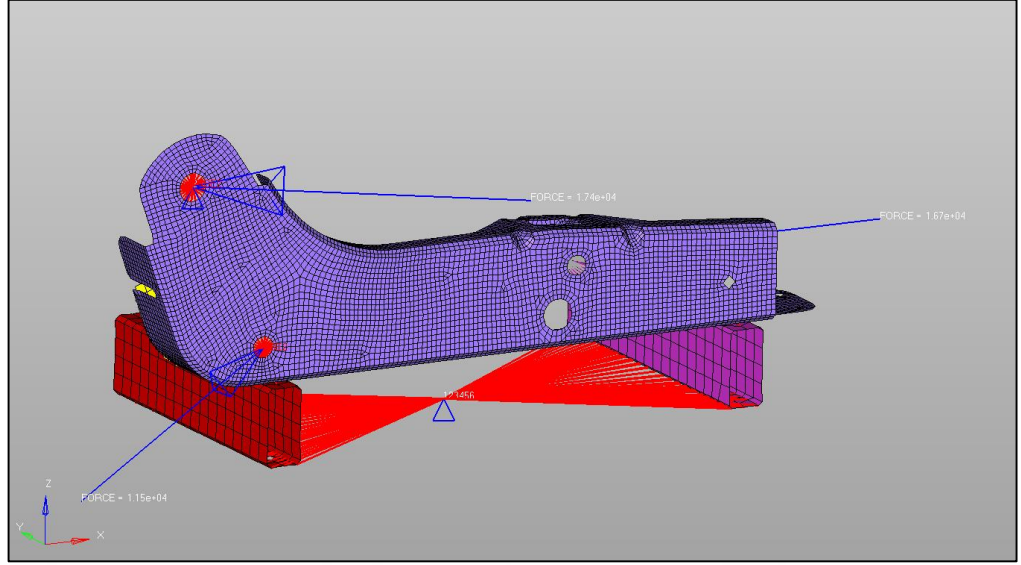
4.3 Yanal Eleman İçin Optimizasyon Modelinin Oluşturulması

Yanal elemanda oluşan deformasyon sırt borusunda rotasyona sebep olmakta dolayısıyla sırt iskeleti regülasyonda tanımlanan deplasman limitini geçmektedir. İskelet iyileştirmesi için yanal eleman üzerinde topografya optimizasyonu gerçekleştirilecektir. Optimizasyon modelinde kullanılmak üzere kemer çekme analizinden yanal elemana emniyet kemer bağlantı bölgesinden, sırt dönme eksenine bağlantısından sırt sabitleme pistonundan gelen yükler sonlu elemanlar analizinde tanımlanan tek boyutlu yay elemanlar ile çıkarılmıştır. Şekil 4.17'de yanal eleman bağlantı elemanları ve bu elemanlardaki kuvvet değerleri gösterilmiştir.

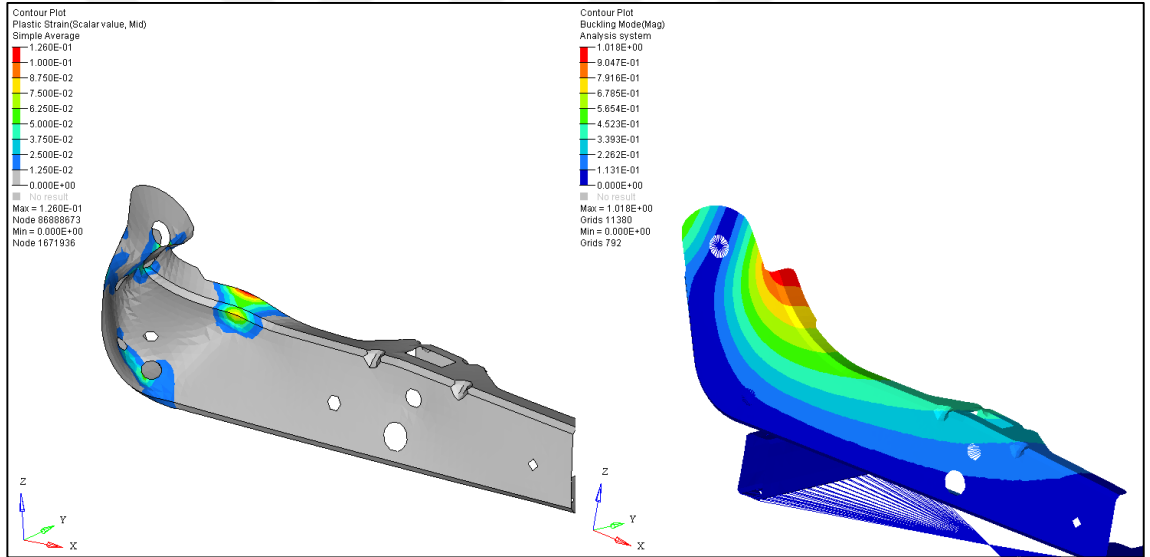


Şekil 4.17 : Yanal elemana etkiyen kuvvetler

Emniyet kemer çekme analizinden alınan yüklerin bileşkesi bağlantı bölgelerinden uygulanarak Optistruct arayüzünde lineer burkulma analiz modeli kurulmuştur. Şekil 4.18'de lineer burkulma analiz modeli gösterilmiştir. Burkulma analizi sonucunda emniyet kemer çekme analizinde deformasyon oluşan bölgenin kritik burkulma bölgesi olduğu gözlenmiştir. Yanal eleman için ilk burkulma modu 1,04 olarak bulunmuştur. Şekil 4.19'de emniyet kemer çekme analizinde yanal elemanın deformasyonu ve burkulma analizi bulunan kritik burkulma bölgesi gösterilmiştir.



Şekil 4.18 : Lineer burkulma analiz modeli



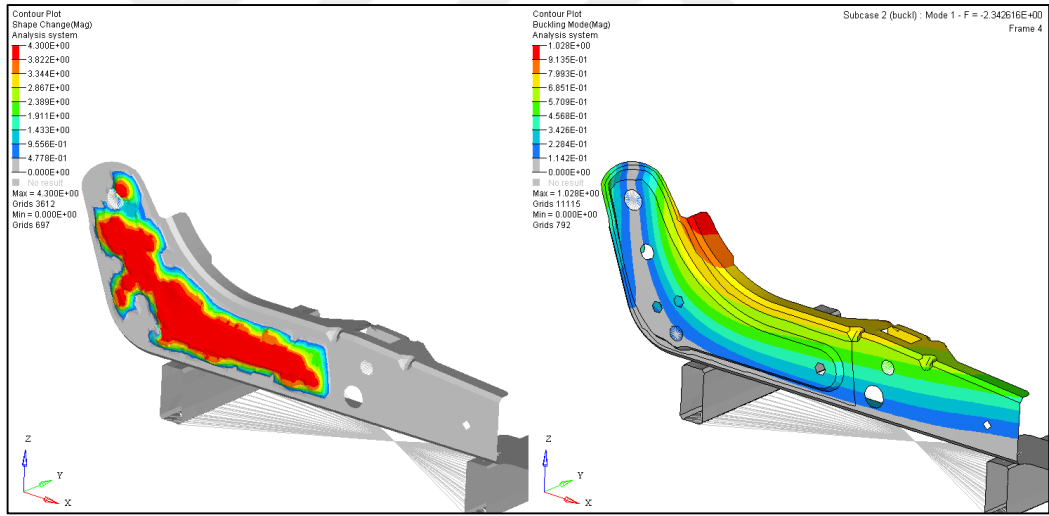
Şekil 4.19 : Yanal eleman emniyet kemer çekme deformasyonu ve burkulma analizi kritik modu

Lineer burkulma analiz modeli için yanal elemanda topografya optimizasyon parametreleri tanımlanmıştır. Topografya tasarımı olarak yanal elemanın dış yüzeyi seçilmiş topografya parametreleri için buna yüksekliği 4 mm form açısı 45° ve minimum genişlik 20 mm olarak tanımlanmıştır. Şekil 4.20’da topografya analizi Optistruct arayüzünde tanımlanan tasarım parametreleri görülmektedir. Yüzey kabartması

uygulama yönü eleman normalinde olacak şekilde seçilmiştir. Hedef fonksiyon olarak burkulma analizinde 1,04 olarak burkulma modunun maksimum olması istenmiştir. Optimizasyon sonucu oluşan yüzey ile burkulma ilk mod değeri 1,04'ten 2,49'a yükselmiştir. Koltuk bağlantıları göz önünde bulundurularak yapılan üretilebilir geometriyle tekrarlanan burkulma analizi için sonuç 2,34 olarak bulunmuştur. Burkulma analizi için burkulma modu başlangıç değeri 1,04'ten optimizasyon sonucu 2,34'e yükselmiştir. Şekil 4.21'de topografya optimizasyonundan çıkan yüzey ve üretilebilir olarak tasarlanan yeni yüzeyin 1. burkulma modu gösterilmiştir.

desvar =	t o p g	draw direction:	normal to elements
minimum width =	2 0 . 0 0 0		
draw angle =	4 5 . 0 0 0		
draw height =	4 . 0 0 0	boundary skip:	none
<input type="checkbox"/> buffer zone			

Şekil 4.20 : Topografya geometrik tasarım değişkenleri

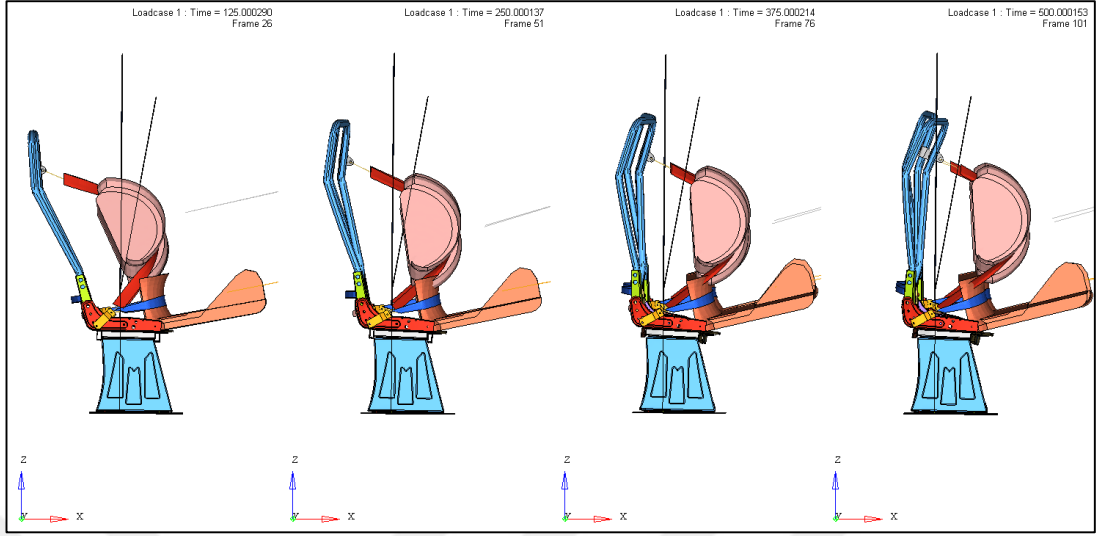


Şekil 4.21 : Topografya optimizasyonu sonucu oluşturulan yüzey

4.4 Yeni Tasarım İçin ECE R14 Analizinin Tekrarlanması

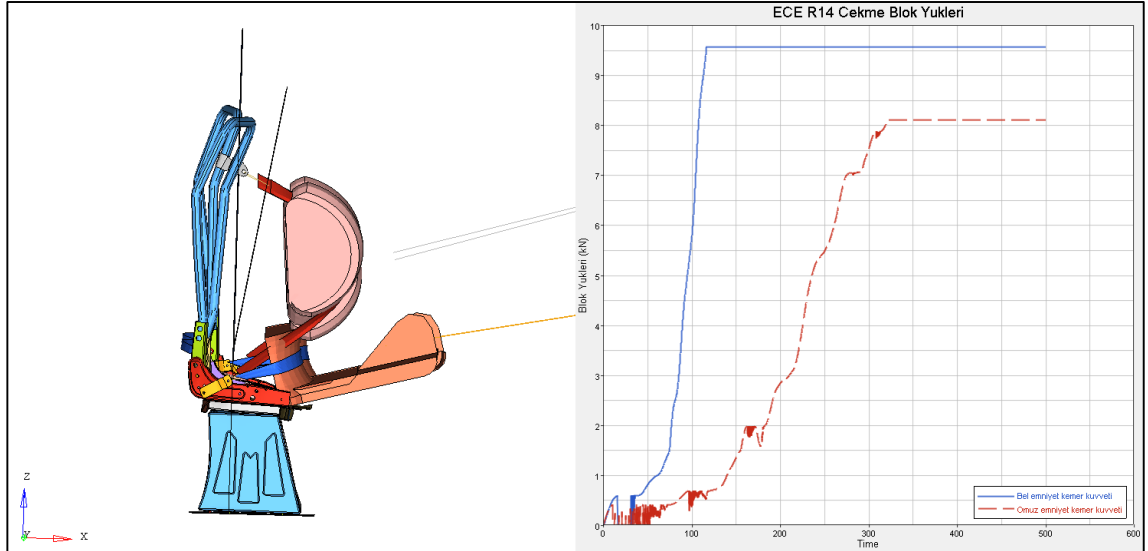
Yanal elemanın nihai tasarımı için ECE R14 analizi tekrarlanmıştır. Analiz sonucunda koltuk sırt üst noktasının H düzleminden 10° 'lik açıyla çizilen limit düzlemi geçmemesi gerekmektedir. Sırt üst noktasının bu düzleme olan uzaklığı 530 mm'dir. Şekil 4.22'de analizin 125,250,375 ve 500. ms 'indeki deformasyonları gözükmektedir. 500. ms

sonunda sırt iskeleti limit düzleminin gerisinde kalmıştır.



Şekil 4.22 : ECE R14 dinamik deplasman sonucu

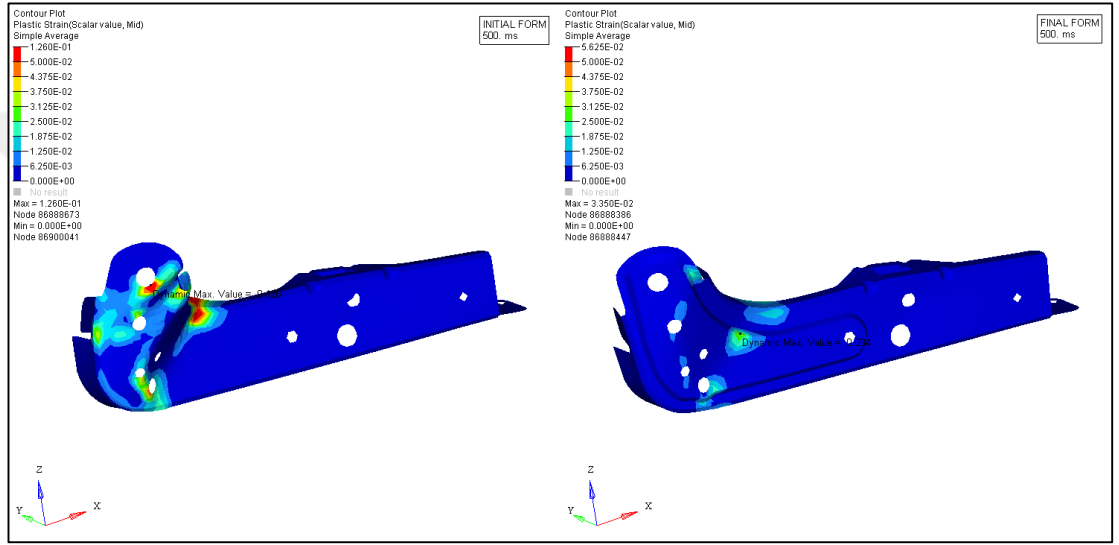
Şekil 4.23’de tekrarlanan ECE R14 analizi için çekme bloklarına ait yük eğrileri gösterilmiştir. Bel ve omuz emniyet kemerlerinde 225 ms sonunda istenilen yüklerle ulaşılmış ve bu yükte sırt iskeleti istenilen direnci sağladığından dolayı yük eğrisi sabit kalmıştır.



Şekil 4.23 : ECE R14 blok çekme kuvvetleri

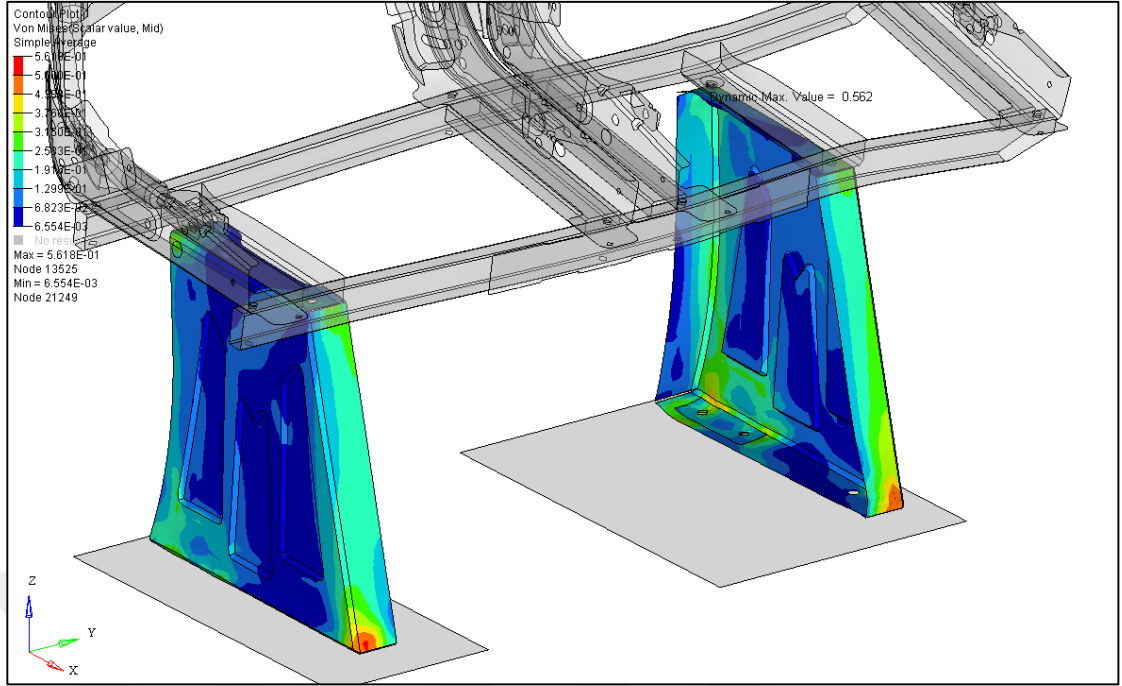
4.4.1 Yeni Tasarım İçin ECE R14 Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Yeni yanal eleman tasarımı için koltuk iskeleti belirlenen deplasman limitleri içerisinde kalmıştır. Yanal eleman deformasyonunda başlangıç durumuna göre iyileşme sağlanmıştır. Şekil 4.24’de yanal elemanın başlangıç tasarımı için ve nihai tasarım için plastik şekil değiştirme sonuçları gösterilmiştir. Başlangıç tasarımı için plastik gerinme değeri %12,6 iken nihai tasarım için bu değer %3,4 olarak gözlenmiştir.

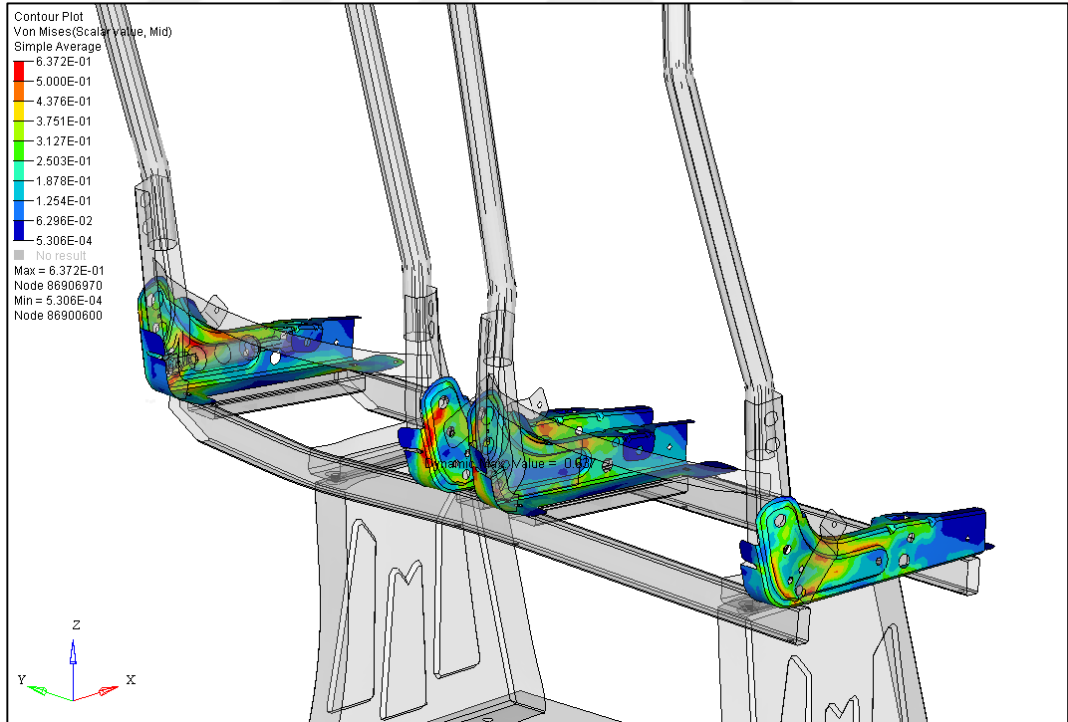


Şekil 4.24 : Yanal eleman plastik gerinme sonuçları

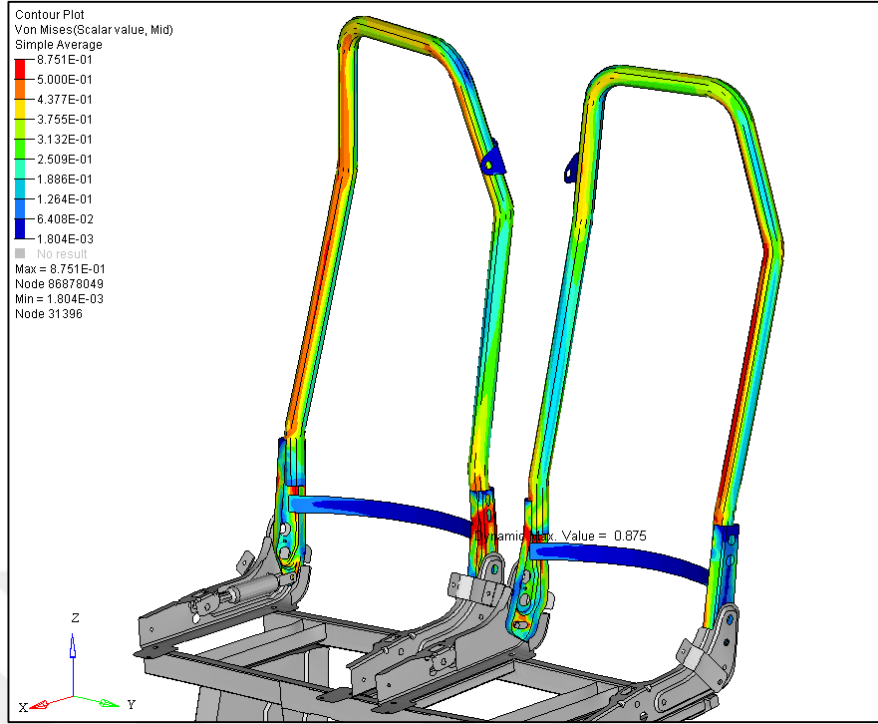
500 ms sonunda koltuğa ait parçalardaki gerilme dağılımları aşağıda gösterilmiştir. Ayaklardaki maksimum gerilme 562 MPa olarak görülmüştür. Koltuk ayaklarındaki gerilme dağılımı Şekil 4.25’de gösterilmiştir. Maksimum gerilme sol ayağın arka oturak bağlantısının olduğu bölgede oluşmuştur. Yanal elemanlarda maksimum gerilme 637 MPa olarak sağ dış yanal elemanda oluşmuştur. Yanal elemanlarda gerilme dağılımları Şekil 4.26’de gösterilmiştir. Sırt iskeletinde maksimum gerilme 875 MPa sağ sırt braketinde oluşmuştur. Koltuk sırt iskeletindeki gerilme dağılımı Şekil 4.27’de gösterilmiştir. Oturak karkasında maksimum gerilme 733 MPa olarak ara U sacda oluşmuştur. Oturak karkası için gerilme dağılımı Şekil 4.28’de gösterilmiştir.



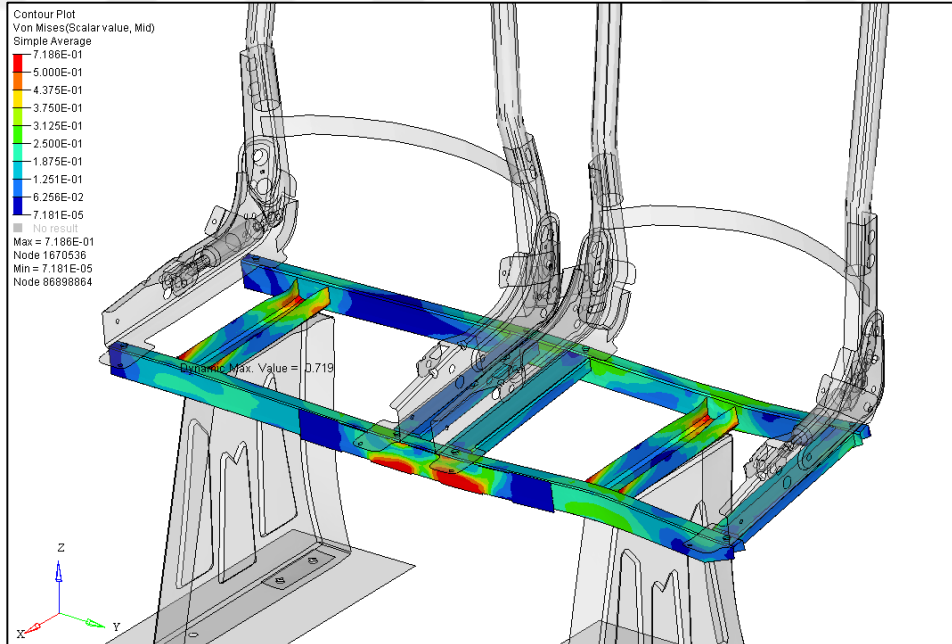
Şekil 4.25 : Ayaklardaki gerilme (von-mises) dağılımı



Şekil 4.26 : Yanal elemanlarda gerilme (von-mises) dağılımı

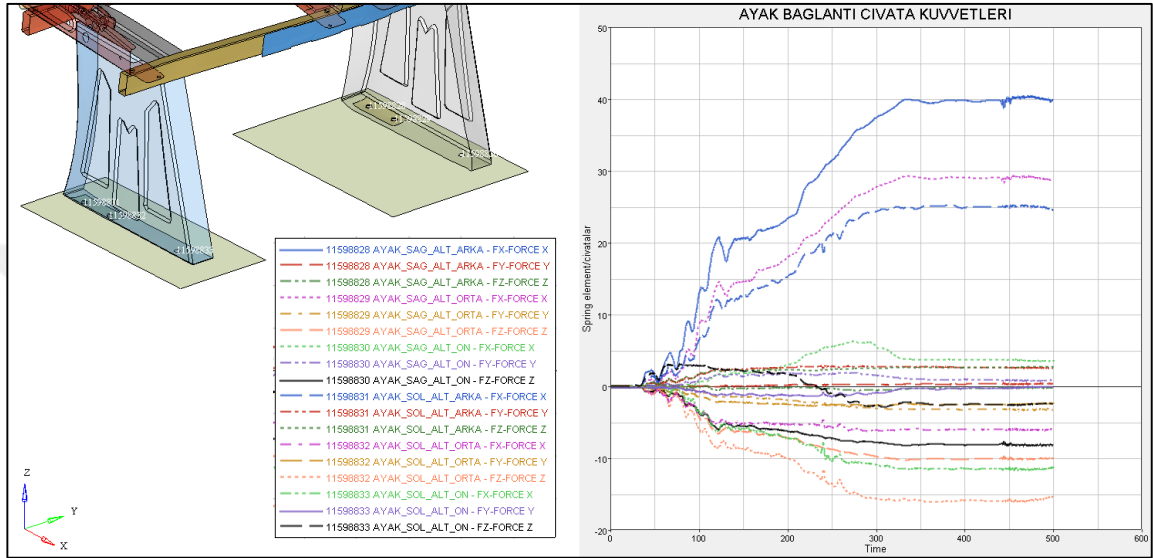


Şekil 4.27 : Sırt iskeletinde gerilme (von-mises) dağılımı



Şekil 4.28 : Oturak karkası gerilme (von-mises) dağılımı

Koltuk iskeleti için sonuçlar incelendiğinde koltuk deformasyonunun kabul edilebilir sınırlar içerisinde kaldığı gözlenmiştir. Koltuğun taban bağlantısı için kullanılan civataların dayanım kontrolü için tek boyutlu olarak modellenen taban bağlantı elemanlarına gelen yükler her 3 eksen için çıkarılmıştır. Şekil 4.29'de taban bağlantı civatalarına gelen yükler gösterilmiştir.



Şekil 4.29 : Taban bağlantı civataları için yükler

Şekil 4.30'da gösterildiği gibi civatalar için eşdeğer gerilme hesaplanmış ve seçilen civataların ECE R14 analizindeki yüklere göre güvenilir çalışma yükünde kaldığı tespit edilmiştir. Maksimum yük koltuk sağ arka ayağındaki civataya eksenel yönde gelmektedir.

BOLT ID	Size [Metric]	Bolt norm 1	Bolt norm 2	Ftension [daN]	Fshear1 [daN]	Fshear2 [daN]	GVonMises [daN/mm ²]	Max allowable stress, Uts [daN/mm ²]	Status
SAG ALT ARKA	10	10	9	4064,00	39,00	64,00	73,45	104,00	OK
SAG ALT ORTA	10	10	9	2925,00	344,00	1031,00	52,61	104,00	OK
SAG ALT ON	10	10	9	500,00	250,00	750,00	22,35	104,00	OK
SOL ALT ARKA	10	10	9	2522,00	282,00	269,00	43,62	104,00	OK
SOL ALT ORTA	10	10	9	631,00	277,00	1618,00	46,54	104,00	OK
SOL ALT ON	10	10	9	1181,00	129,00	306,00	20,56	104,00	OK

Şekil 4.30 : Taban bağlantı civata yükleri için dayanım tablosu

4.5 ECE R80 Analiz Modelinin Kurulması

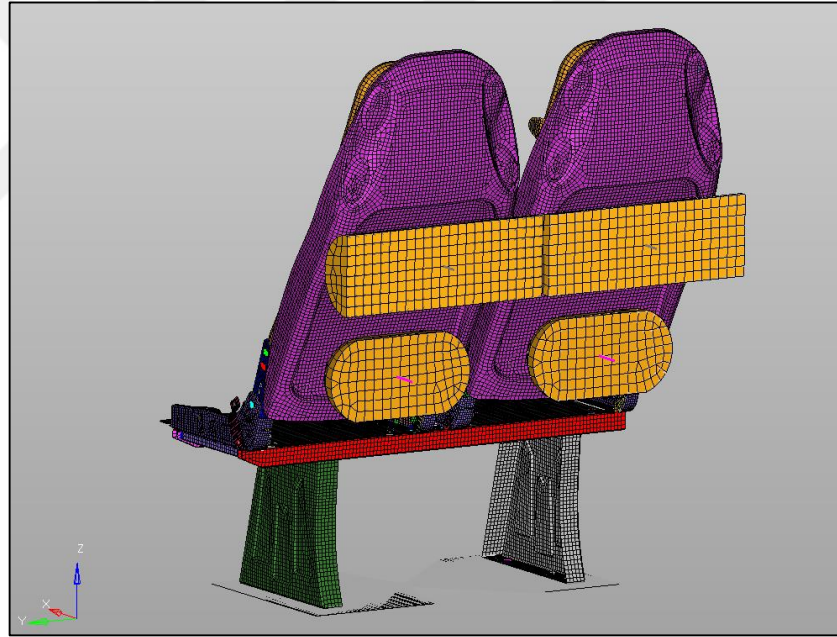
ECE R80 regülasyonunda tanımlanan itme bloklarının sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve koltuğa göre konumlaması yapılmıştır. Alt blok araç tabanından 500 mm üst blok araç tabanından 750 mm yükseklikte konumlandırılmıştır. Blokların istenen yükte çekilmesini sağlayacak rijitliğe sahip tek boyutlu yay elemanlar tanımlanmıştır. İtme yükleri alt bloklar için 4.13 formülünden 4050 N olarak tespit edilmiştir.

$$F_{alt} = \frac{2000}{0,50} + 50 \quad (4.13)$$

Üst bloklar için itme yükleri 4.14 formülünden 1383 N olarak tespit edilmiştir.

$$F_{üst} = \frac{1000}{0,75} + 50 \quad (4.14)$$

Şekil 4.31’da ECE R80 itme sonlu elemanlar analiz modeli gösterilmiştir.

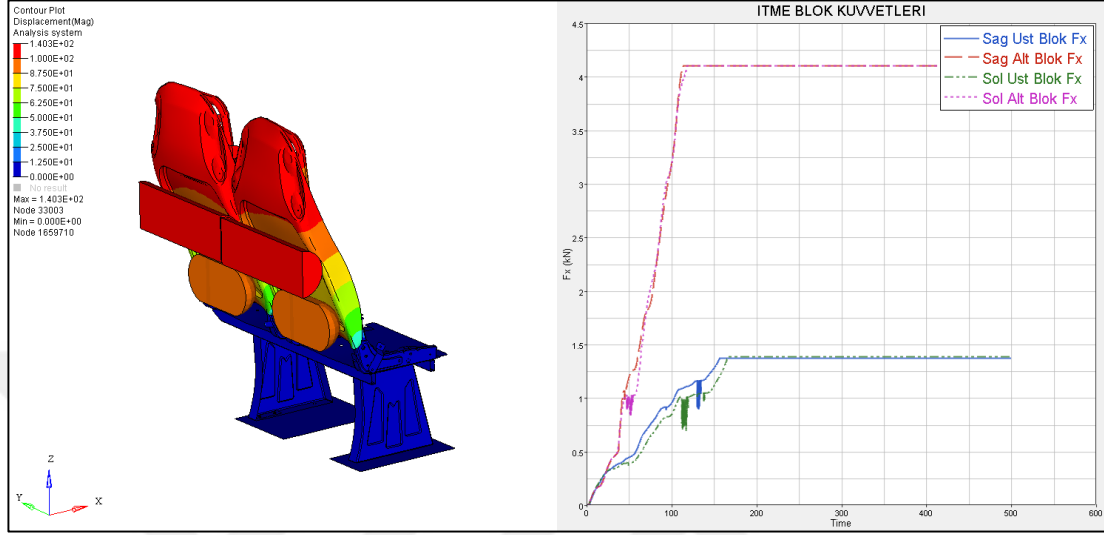


Şekil 4.31 : ECE R80 İtme analiz modeli

4.5.1 ECE R80 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

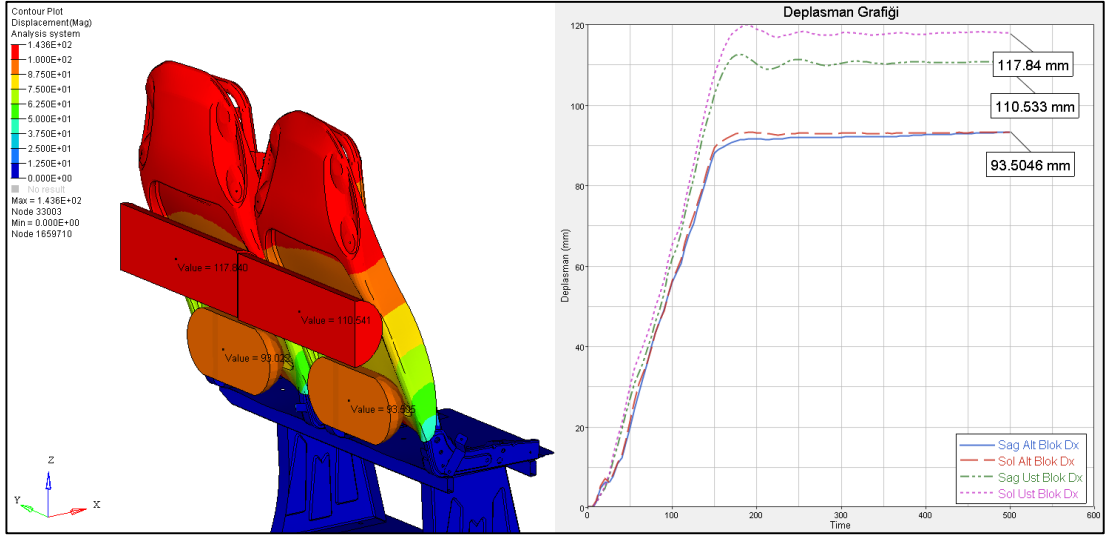
ECE R80 analiz sonucunda koltuk iskeleti ve bağlantıları yeterli dayanımı sağlamalıdır. Alt blok kuvvet uygulama noktasındaki deplasman 50 mm’den düşük olmamalıdır. Üst blok kuvvet uygulama noktasındaki deplasman 100 mm’nin altında olmamalıdır. Şekil

4.32'de ECE R80 analiz sonucu koltuk deplasmanı ve itme bloklarının yük eğrileri gösterilmiştir. Alt bloklar 115 üst bloklar 165 ms. sonunda maksimum yüklerine ulaşmışlardır.



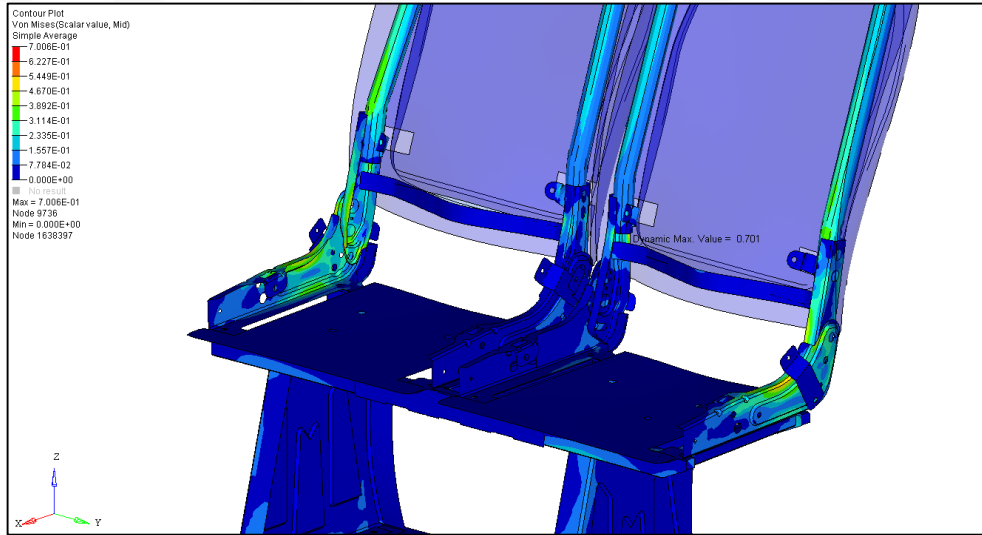
Şekil 4.32 : ECE R80 Koltuk deplasmanı ve itme kuvvetleri

Şekil 4.33'de koltuk itme noktalarındaki deplasman değerleri gösterilmiştir. Alt blok deplasman değerleri 93,5 mm olarak gözlemlenmiştir ve regülasyonda belirtilen deplasman değerinin 50 mm'nin üstünde olması kriterini sağlamışlardır. Üst itme blokları için deplasman değerleri sağ blok için 110,5 mm ve sol blok için 117,8 mm olarak gözlemlenmiştir ve regülasyonda belirtilen deplasman değerinin 100 mm'nin üstünde olması kriterini sağlamışlardır.



Şekil 4.33 : ECE R80 Koltuk deplasmanı değerleri

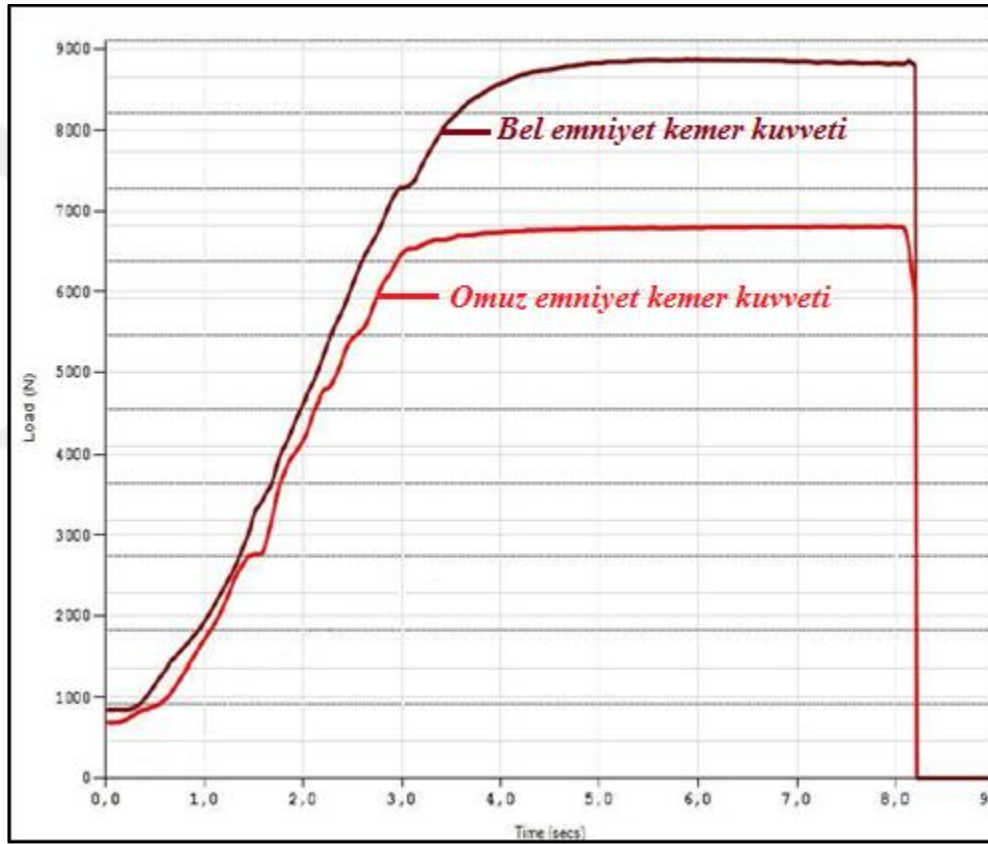
Koltuk üzerinde gerilmeler incelendiğinde maksimum gerilme sırt braketinde 701 MPa olarak gözlenmiştir. Şekil 4.34’de koltuk üzerinde gerilme dağılımı gösterilmiştir. Gerilme dağılımına göre inceleme yapıldığında koltuğun regülasyon yükleri altında istenilen dayanımı ve deplasman kriterini sağladığı gözlenmiştir.



Şekil 4.34 : ECE R80 Koltuk gerilme (von-mises) sonuçları

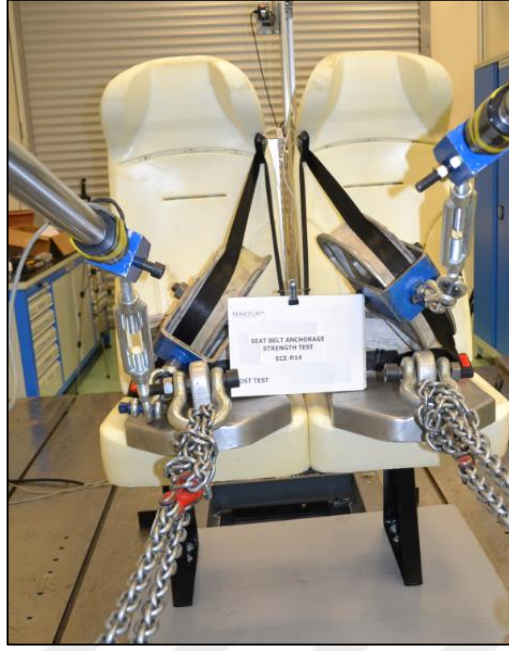
4.6 Yolcu Koltuğu İçin Fiziksel Testlerin Gerçekleştirilmesi

Sanal analizlerle doğrulanan koltuğun fiziksel testleri Martur test laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Fiziksel test sonucunda koltuk iskeleti üzerinde herhangi bir kopma, yırtılma gözlenmemiştir. Enkoder ile ölçülen sırt deplasmanı regülasyonda belirtilen sınırlar içerisinde kalmıştır. Şekil 4.35’de emniyet kemer çekme test yükleri gösterilmiştir. Regülasyon yüklerinde test edilen koltuk için bel emniyet kemer çekme bloğu 8650 N ve omuz emniyet kemer çekme bloğu 6800 N yüke ulaşmıştır.



Şekil 4.35 : ECE R14 emniyet kemer çekme yükleri

Şekil 4.36’da emniyet kemer çekme test sonrası fotoğrafı gösterilmiştir. Koltuk belirtilen yükte istenen dayanımı sağlamıştır.



Şekil 4.36 : ECE R14 emniyet kemer test sonrası

Şekil 4.37’de ECE R80 test düzeneği gösterilmiştir. Koltuk yük uygulama noktalarındaki deplasman kriterlerini sağlamıştır.



Şekil 4.37 : ECE R80 statik itme test düzeneği

5. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Yeni bir araç koltuğu geliştirmede etkin olarak kullanılan sonlu elemanlar yazılımı sayesinde tasarım aşamasında regülasyon şartları altında test edilen koltuğa ait iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Optimizasyon araçlarını kullanarak tasarlanan koltuk için ağırlığın minimum seviyede kalması sağlanmıştır. Aynı şartlar altında yanal elemanın başlangıç geometrisiyle analiz edilen koltuğun regülasyon şartlarını 2,5 mm yanal eleman sac kalınlığı ile sağladığı tespit edilmiştir. Tek bir yanal eleman için 2,5 mm sac kalınlığı kullanılması durumunda ağırlık 0,761 kg'dır. Optimizasyon sonucu oluşturulan yüzey geometrisi için 2 mm'lik yanal eleman ağırlığı 0,623 kg olmuştur. İkili koltukta 4 adet kullanılan yanal eleman için 0,138 kg hafifletme yapılmıştır. İkili koltuk için toplamda 0,550 kg hafifletme yapılmıştır. Komponent esaslı topografya iyileştirmelerinin yanı sıra koltuk bağlantıları için de dayanım kontrolleri gerçekleştirilmiş ve koltuk tasarımı ECE R14 ve ECE R80 regülasyonlarına göre doğrulanmıştır.

Bu çalışmada koltuk tasarım aşamasında sonlu elemanlar yazılımının kullanımı açıklanmıştır. Koltuk için kurulan sonlu eleman modelinin fiziksel testlerle yakınlık gösterdiği görülmüştür. Oluşturulan koltuk sonlu elemanlar modeli sayesinde koltuk üzerinde kullanılacak yeni hammadde ve ürünlerin etkisini görmek mümkün olabilmektedir. Çalışma kapsamında koltuk yanal destek elemanı üzerinde topografya optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve ağırlık iyileştirmesi yapılmıştır. Koltuğa ait diğer parçalar için de mevcut koltuk modeli kullanılarak ağırlık azaltma çalışmaları yapılabilir.

Ayrıca bu çalışmada koltuğa ait sonlu eleman modelinin kurulması için izlenen adımlar açıklanmış olup bu metot koltuk elemanları üzerinde yapılabilecek optimizasyon çalışmaları için yol gösterici olacaktır.

KAYNAKLAR

Anonim, 2012. Hyperworks 12.0 Software, Hyperworks Online Help

Arslan, A., Kaptanoğlu, M., 2010. Bir Ticari Araç İçin ECE R14 Regülasyonuna Uygun Koltuk Bağlantılarının Geliştirilmesi. OTEKON 2010 – 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA

Balaban, G.B., 2011. Otomotiv Kayar Kapı Mekanizmalarında Ağırlık Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, BURSA

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

ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.79/Rev.2 Addendum 79: Regulation No. 80 2012. Uniform provisions concerning the approval of seats of large passenger vehicles and of these vehicles with regard to the strength of the seats and their anchorages. United Nations Economic and Social Council

ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.3 2014. Consolidated Resolution on the Construction of Vehicles (R.E.3). United Nations Economic and Social Council

Hessenberger, K., 2003. Strength Analysis of Seat Belt Anchorage According To ECE R14 and FMVSS. 4th European LS-DYNA Users Conference Crash/Automotive Applications II, Ulm, Germany.

Hu, H., 2010. Structural Optimization of the Driver's Seat for the Electric Vehicle MUTE, Bavarian Graduate School of Computational Engineering Honours Project, <http://www.bgce.de/curriculum/projects/hu/> (Erişim tarihi : 24.12.2016)

Gleich, K., Vaidya, U., 2006. Development Of A Long Fiber Reinforced Composite Seat Structure For Mass Transit Applications. http://speautomotive.com/SPEA_CD/SPEA2002/pdf/e02.pdf (Erişim tarihi : 15.12.2015)

Kaymaz, İ., 2005. Optimizasyon Teknikleri. Atatrk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Makine Mhendisliği Blm http://194.27.49.11/makine/ikaymaz/optimizasyon/dosyalar/DERS_1_OPTIMIZASYONA_GIRIS.pdf (Erişim tarihi : 15.01.2016)

Menon, A., 2005. Structural Optimization Using Ansys and Regulated Multiquadric Response Surface Model. *Msc Thesis*, The University of Texas at Arlington, Mechanical Engineering, Arlington, USA.

Menon, S., Kargutkar, N.M., Abdulkarim, H., 2009. Optimization Of Automobile Seat Component Using Optistruct and Hyperform, Hyperworks Technology Conference 2009, Pune, India. http://www.altairatc.com/india/previous-events/2009/HTC09/OS_04_Automobile_Seat_Component_using_OptiStruct_Infosys.pdf (Erişim tarihi : 10.11.2015)

Olason, A., Tidman, D., 2010. Methodology for Topology and Shape Optimization in the Design Process, *Msc Thesis*, Chalmers University Of Technology Master's Thesis in the Master's Programme Solid and Fluid Mechanics, Gothenburg - Sweden

Öztürk, F., Şendeniz, G., Ayyıldız, G., Dolaylar, E., 2012. Araç Koltuk Bağlantılarının Benzetim Destekli Optimum Tasarımı. OTEKON 2012 – 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA

Öztürk, F., Şendeniz, G., 2014. Yolcu Koltuklarında Topoloji Tasarım Yaklaşımları İle Optimizasyon. OTEKON 2014 – 7 Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA

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

Polavarapu, S., Thompson, L.L., Grujicic, M., 2009. Topology and Free Size Optimization With Manufacturing Constraints For Lightweight Die Cast Automotive Backrest Frame. *ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition Volume 13: New Developments in Simulation Methods and Software for Engineering Applications; Safety Engineering, Risk Analysis and Reliability Methods; Transportation*. ISBN: 978-0-7918-4386-4

Şenel, M., 2009. Ön Gerilmeli Kompozit Plakların Düşük Hızlı Darbe Yüğü Etkisi Altında Davranışlarının İncelenmesi. TÜBİTAK-Proje No:105M195,1,(2009).

Thiyagarajan, P.B., 2008. Non-Linear Finite Element Analysis and Optimization for Light Weight Design of an Automotive Seat Backrest. *Msc Thesis*, Clemson University, Mechanical Engineering, Clemson, United States.

Yaşar, F., 2011. N3 Sınıfı Ağır Ticari Bir Aracın ECE R29 Standardına Uygun Önden Çarpma Analizi ve İyileştirme Çalışması. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

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.

Yüce, C., Karpat, F., Yavuz, N., Şendeniz, G., 2014. A Case Study : Designing for Sustainability and Reliability in an Automotive Seat Structure. *Sustainability 2014*, 6, 4608-4631.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Serdar SARISAÇ

Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa 1986

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi 2004

Lisans : Uludağ Üniversitesi, Makine Müh. 2008

Yüksek Lisans : Uludağ Ü., Fen Bilimleri Ens, Mak. Müh. ABD

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Martur AŞ, 2012 - ...
Üçge DRS, 2010-2012
DTA Mühendislik 2008-2010

İletişim : ssarisac@gmail.com