



**BİR YUVARLANMAYA KARŞI KORUYUCU
YAPININ (YKEY) PERFORMANSININ SONLU
ELEMENLAR ANALİZİ, TASARIM
OPTİMİZASYONU VE FİZİKSEL TESTLER İLE
KORELASYONU**

Mehmet YAŞI



T.C.

BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR YUVARLANMAYA KARŞI EMNİYETLİ YAPININ (YKEY)
PERFORMANSININ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ, TASARIM
OPTİMİZASYONU ve FİZİKSEL TESTLERLE KORELASYONU**

Mehmet YAHŞI

Doç.Dr.Fatih KARPAT

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA - 2019

TEZ ONAYI

Mehmet YAHŞI tarafından hazırlanan "BİR YUVARLANMAYA KARŞI EMNİYETLİ YAPININ (YKEY) PERFORMANSININ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ, TASARIM OPTİMİZASYONU VE FİZİKSEL TESTLERLE KORELASYONU" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç.Dr.Fatih KARPAT

Başkan : Doç.Dr.Fatih KARPAT
Bursa Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Prof.Dr.Necmettin KAYA
Bursa Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Dr.Öğr.Üyesi Celalettin YÜCE
Bursa Teknik Üniversitesi
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi
Mekatronik Mühendisliği Bölümü


İmza


İmza


İmza


Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof.Dr.Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü
22/11/2018

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.

09.12.2018

İmza

Mehmet YAHŞİ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR YUVARLANMAYA KARŞI KORUYUCU YAPI (YKEY) PERFORMANSININ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ, TASARIM OPTİMİZASYONU VE FİZİKSEL TESTLER İLE KORELASYONU

Mehmet YAHŞİ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Doç.Dr.Fatih KARPAT

Traktörlerde güvenli yapı ve koruyucu ekipman kullanımı; tarımda makineleşmeye bağlı olarak son yıllarda artış göstermektedir. Tarımda makineleşmenin artması, giderek artan sayıda traktör kullanımını da beraberinde getirmiş ve buna bağlı olarak traktör kullanırken gerçekleşen ve ölüme sonuçlanabilen önemli kazaların görülme sıklığı da artmıştır. Bunun sonucunda traktörlerde bu yapıların kullanımı ile ilgili çeşitli ulusal ve uluslararası düzenlenmeler de yürürlüğe girmektedir.

Traktörlerde bulunan koruyucu yapılar kabin ve çerçeve tipi olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Kabin tipi koruyucu yapılarda kabinin kendisi aynı zamanda bir koruyucu yapı olarak standartlara uygun olarak tasarlanmaktadır. Çerçeve tipi koruyucu yapılar ise, sürücünün traktörün devrilmesi durumunda zarar görmemesini sağlayacak şekilde yine standartlara uygun olarak tasarlanmaktadır. Bu çalışma kapsamında çerçeve tipi bir yuvarlanmaya karşı emniyetli yapının (YKEY) ilgili standartlara göre performansı incelenmiştir.

Çalışma kapsamında öncelikle koruyucu yapının mevcut tasarımının performansı, standartlar gereğince uygulanan ardışık fiziksel testlerin sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla analizi yapılarak incelenmiştir. Gerçekleştirilen fiziksel testler ile analiz sonuçları arasında elde edilen korelasyondan faydalanarak daha sonrasında mevcut tasarım üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Yapılan bu çalışmalar sonrasında tekrar tasarlanan nihai tasarımın performansı benzer şekilde sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edilmiş, elde edilen analiz sonuçları fiziksel testlerle de doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: ROPS, Sonlu Elemanlar Analizi, Optimizasyon

2018, viii + 131 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

**FINITE ELEMENT ANALYSIS, DESIGN OPTIMIZATION AND CORRELATION
WITH PHYSICAL TESTS OF A ROLLOVER PROTECTIVE STRUCTURE (ROPS)
PERFORMANCE**

Mehmet YAHŞI

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

Danışman : Assoc.Dr.Fatih KARPAT

Safety structure and equipment usage on tractors have been increasing day by day depending on mechanization in agriculture. With the increasing on agricultural mechanization, tractor usage increased dramatically and therefore encounter frequency of fatal accidents in tractor usage increased also. As a result of this situation, various national and international regulations related to protective structures have been constituting.

There are mainly two types of protective structures on tractors as called cabinet and frame types. For the cabinet type protective structures, the cab itself is designed as a protective structure regarding standards. The frame type protective structures are designed regarding standards also to save the driver when the tractor rollover occurs. In this study, the performance of a frame type rollover protective structure (ROPS) according to related standards was examined.

Firstly, the performance of the current design of the protective structure was examined with finite element method regarding sequential physical tests. By taking advantage of the correlation between analysis results and physical tests, optimization studies are performed on current design. After performing optimization studies, protective structure was redesigned and final design's performance analysis results were validated with physical tests also.

Key Words: ROPS, Finite Element Analysis, Optimization

2018, vii + 131 pages.

TEŐEKKÖR

Bu yűksek lisans tez alıŐmamın hazırlanması sűresince yardım, destek ve yűnlendirmelerini esirgemeyen deęerli hocam Sn.Do.Dr.Fatih KARPAT'a teŐekkűrlerimi sunarım.

alıŐmamın ortaya çıkmasında idari desteęini esirgemeyerek katkıda bulunan Sn.Murat BALABAN'a, fiziksel testler ve homologasyon kriterleri konusunda bilgilendirme ve yűnlendirmeleri ile destek olan Sn.Bora DOęUİZİ'ne teŐekkűrlerimi sunarım.

Eęitim hayatımda bűyűk emeęi olan deęerli aileme teŐekkűrű bir borç bilirim.

Mehmet YAHŞI

09/12/2018

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	I
ABSTRACT	II
TEŞEKKÜR.....	III
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VIII
ÇİZELGELER DİZİNİ	XII
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	17
3.1. Traktörlerde YKEY Kullanım Amacı ve YKEY Tasarım Türleri.....	17
3.1.1. Traktör Yuvarlanma Kazalarında YKEY Donanımının Görevi	17
3.1.2. Tarım Traktörlerinde Kullanılan YKEY Tasarımları	19
3.2. YKEY Ürün Doğrulaması İçin Yapılan Testler.....	23
3.2.1. YKEY Test Standartları	23
3.2.2. OECD Traktör Kodları.....	24
3.2.3. OECD Tarafından Geliştirilen YKEY Test Kodları	24
3.2.4. OECD Kod 6.....	26
3.2.5. Tarımsal Traktörler	27
3.2.6. Yuvarlanmaya Karşı Emniyetli Yapı (YKEY)	27
3.2.7. İz Genişliği	27
3.2.8. Aks Açıklığı	28
3.2.9. Koltuk İndeks Noktası Hesabı, Pozisyonlama ve Test İçin Gerekli Ayarlama	28
3.2.10. Güvenli Yaşam Bölgesi	28
3.2.11. Traktör Kütle Tanımları	29
3.2.12. Testler.....	30
3.2.13. Kabul Kriterleri	30
3.2.14. Test Raporu	31
3.2.15. Statik Test Prosedürü	31
3.2.16. Arkadan Yükleme	31
3.2.17. Önden Yükleme	32
3.2.18. Yandan Yükleme.....	32

3.2.19. Üstten Ezme	33
3.2.20. Kırılma ve Çatlak Kontrolü.....	33
3.2.21. Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim	33
3.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi	33
3.4. Dinamik Analiz	38
3.5. Açık Çözümlü Yöntem ile Direkt Entegrasyon Metodu.....	39
3.5.1. Newmark Metodu	40
3.5.2. Merkezi Farklar Algoritması	40
3.5.3. Sayısal Başlangıç Prosedürü	41
3.5.4. Algoritma Akış Şeması	42
3.5.5. Nümerik Kararlılık	43
3.5.6 Açık Çözümlü Yöntemin Kararlılığı	43
3.5.7. Sönümsüz Sistemlerin Nümerik Kararlılığı	47
3.5.8. Viskoz Sönümlü Sistemlerin Tam Zaman Adımlarındaki Hızlarda Kararlılığı ...	48
3.5.9. Viskoz Sönümlü Sistemlerin Yarı Zaman Adımlarındaki Hızlarda Kararlılığı ...	50
3.5.10. Rayleigh Sönümü Kullanıldığı Durumda Nümerik Kararlılık	51
3.5.11. Courant Koşuluna Göre Stabilite	53
3.6. YKEY Tasarım Optimizasyonu	55
3.6.1. Optimizasyon Tanımı ve Kullanım Alanları	55
3.6.2. Genetik Algoritmalar	56
3.6.3. Genetik Algoritma Temel Parametreleri	57
3.6.4. Dizayn Değişkenlerinin Belirlenmesi	59
3.6.5. DOE (Deney Tasarımı)	60
3.6.6. Eğri Uydurma	61
3.6.7. Optimizasyon	61
3.7. Analiz ve Optimizasyon Çalışmalarında Kullanılan YKEY Modeli	62
3.7.1. Tasarım ile İlgili Genel Bilgiler	62
3.7.2. Sonlu Elemanlar Modeli	64
3.7.3. Kaynak ve Civata Bağlantıları	65
3.7.4. Malzeme Bilgileri	67
3.8. İş Akış Şeması	68

4. BULGULAR VE TARTIŞMA	69
4.1. Mevcut Tasarımın Sanal Analizleri	70
4.1.1. Arka Yükleme	70
4.1.2. Önden Yükleme	72
4.1.3. Yandan Yükleme	75
4.2. Optimizasyon Çalışmaları	79
4.2.1. Öneri – 1 Modelinin Arka Yüklemesi	81
4.2.2. Öneri – 1 Modelinin Önden Yüklemesi	83
4.2.3. Öneri – 1 Modelinin Yandan Yüklemesi	85
4.3. Parametrik Optimizasyon Çalışması (Öneri – 2)	87
4.3.1. Dizayn Değişkeni Tanımlamaları	88
4.3.2. DOE (Deney Tasarımı)	90
4.3.3. Eğri Uydurma	91
4.3.4. Optimizasyon	93
4.3.5. Öneri – 2 Modelinin Arka Yüklemesi	102
4.3.6. Öneri – 2 Modelinin Önden Yüklemesi	104
4.3.7. Öneri – 2 Modelinin Yandan Yüklemesi	107
4.4. Nihai Tasarım	109
4.4.1. Nihai Tasarımın Arka Yüklemesi	111
4.4.2. Nihai Tasarımın Önden Yüklemesi	111
4.4.3. Nihai Tasarımın Yandan Yüklemesi	117
5. SONUÇ	121
KAYNAKLAR	122
EKLER	125
EK-1. Sonlu Elemanlar Analizine Dahil Edilen Tasarım Elemanları	126
ÖZGEÇMİŞ	132

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
E	Enerji
M	Referans Kütle
L	İz Genişliği
I	Atalet Momenti
B_6	Koruyucu Yapının Genişliği
B	Traktör Genişliği
f	Kuvvet
k	Yay Sabiti
Δ	Yer Değiştirme Oranı
t	Zaman
τ	Zaman
h	Zaman Adımı
r	İntegral Sabiti
γ	İntegral Sabiti
β	Yer Değiştirme
A	Özdeğer
λ	Kök Değeri
c	Sönüm
ω	Açısal Frekans
Kısaltmalar	Açıklama
YKEY	Yuvarlanmaya Karşı Emniyetli Yapı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Bir bahçe traktöründe kullanılan örnek bir YKEY tasarımı	2
Şekil 3.1. Traktör Yuvarlanmasında YKEY'in Görevi	18
Şekil 3.2. Traktör Yuvarlanırken YKEY Sayesinde Oluşan Güvenli Yaşam Bölgesi	19
Şekil 3.3. Traktörlerde Kullanılan YKEY Türleri	21
Şekil 3.4. Tarla Traktörlerinde Kullanılan Arka YKEY'e Entegre Kanopi	22
Şekil 3.5. Dört Ayaklı YKEY Tasarımları	23
Şekil 3.6. Katlanabilen Bir Arka YKEY Tasarımı	23
Şekil 3.7. OECD Kod 4'e Göre YKEY Yükleme Sırası	26
Şekil 3.8. Traktör İz Genişliği Ölçüsü	28
Şekil 3.9. Güvenli Yaşam Bölgesi Hesabı	29
Şekil 3.10. Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman Yer Değiştirme Alanı	35
Şekil 3.11. Dört Düğüm Noktalı Dörtgen Eleman Eleman Yer Değiştirme Alanı	36
Şekil 3.12. Dört Düğüm Noktasına Sahip Kabuk Eleman	36
Şekil 3.13. Basit Yay elemanı Üzerindeki Kuvvet ve Yer Değiştirmeler	37
Şekil 3.14. Yay Elemanının Kuvvet – Yer Değiştirme İlişkisi	37
Şekil 3.15. Merkezi Farklar Algoritması Akış Şeması	42
Şekil 3.16. Kararlılık Alanı	47
Şekil 3.17. Karakteristik Eleman Boyutu	57
Şekil 3.18. Genetik Algoritma Akış Diyagramı	57
Şekil 3.19. HyperStudy Yazılımında Dizayn Değişkenlerinin Atanması	59
Şekil 3.20. HyperStudy Deney Tasarım Yöntemi Seçimi	60
Şekil 3.21. HyperStudy Yazılımında Eğri Uydurma Yöntemi Seçimi	61
Şekil 3.22. HyperStudy Yazılımında Amaç – Kısıt Parametrelerinin Tanımlanması ...	62
Şekil 3.23. Genetik Algoritma ile İlgili Parametre Seçimi	62
Şekil 3.24. Analiz ve Optimizasyon Çalışmaları Gerçekleştirilen YKEY Modeli	63
Şekil 3.25. Ön Roll Barın Traktöre Bağlantıları	64
Şekil 3.26. Analizlerde kullanılan YKEY tasarımının sonlu elemanlar modeli	65
Şekil 3.27. Kaynak Modellemesi	66
Şekil 3.28. Civata ve Pim Bağlantıları	66
Şekil 3.29. İş Akış Şeması	68
Şekil 4.1. Mevcut Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	70

Şekil 4.2.	Mevcut Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz Sonucunda Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	71
Şekil 4.3.	Mevcut Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz Sonucunda Elde Edilen Gerilme Dağılımı	72
Şekil 4.4.	Mevcut Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	73
Şekil 4.5.	Mevcut Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	74
Şekil 4.6.	Mevcut Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı	75
Şekil 4.7.	Mevcut Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	76
Şekil 4.8.	Mevcut Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	77
Şekil 4.9.	Mevcut Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı	78
Şekil 4.10.	Mevcut Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sonrasında Yapılan Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim Kontrolü	79
Şekil 4.11.	Öneri – 1 Modelinde Yapılan Boru Kesiti Değişimi	80
Şekil 4.12.	Öneri – 1 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	81
Şekil 4.13.	Öneri – 1 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	82
Şekil 4.14.	Öneri – 1 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı	82
Şekil 4.15.	Öneri – 1 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	83
Şekil 4.16.	Öneri – 1 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	84
Şekil 4.17.	Öneri – 1 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı	84
Şekil 4.18.	Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	85
Şekil 4.19.	Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	86
Şekil 4.20.	Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı	86
Şekil 4.21.	Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sonrasında Yapılan Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim Kontrolü	87

Şekil 4.22. Dizayn Değişkenlerinin Sönümlenen Enerji Üzerindeki Etkisi	90
Şekil 4.23. Dizayn Değişkenlerinin Kütle Üzerindeki Etkisi	91
Şekil 4.24. Roll Bar Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi	95
Şekil 4.25. İç Destek Borularının Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi	95
Şekil 4.26. Dış Destekleme Braketi Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi ...	96
Şekil 4.27. Rops Sabitleme Elemanları Kalınlığı Optimizasyon Süresince Değişimi ..	96
Şekil 4.28. Nervatura Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi	97
Şekil 4.29. Nervatura - 2 Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi	97
Şekil 4.30. Kare Profil Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi	98
Şekil 4.31. Destek Braketi Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi	98
Şekil 4.32. Piatto Supporto Arco Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi	99
Şekil 4.33. Montaj Braketi Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi	99
Şekil 4.34. Enerji Kısıtının Optimizasyon Süresince Değişimi	101
Şekil 4.35. Amaç Parametresi Olan Kütleinin Optimizasyon Süresince Değişimi	101
Şekil 4.36. Öneri – 2 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	102
Şekil 4.37. Öneri – 2 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	103
Şekil 4.38. Öneri – 2 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (VonMises) Dağılımı	104
Şekil 4.39. Öneri – 2 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	105
Şekil 4.40. Öneri – 2 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	106
Şekil 4.41. Öneri – 2 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (VonMises) Dağılımı	106
Şekil 4.42. Öneri – 2 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	107
Şekil 4.43. Öneri – 2 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	108
Şekil 4.44. Öneri – 2 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı	108
Şekil 4.45. Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sonrasında Yapılan Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim Kontrolü	109
Şekil 4.46. Nihai Tasarımda Kullanılan Yeni Roll Bar	110
Şekil 4.47. Nihai Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	112

Şekil 4.48. Nihai Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz Sonucunda Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	113
Şekil 4.49. Nihai Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz Sonucunda Elde Edilen Gerilme Dağılımı	114
Şekil 4.50. Nihai Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	115
Şekil 4.51. Nihai Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	116
Şekil 4.52. Nihai Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı	117
Şekil 4.53. Nihai Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği	118
Şekil 4.54. Nihai Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı	119
Şekil 4.55. Nihai Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı	119
Şekil 4.56. Nihai Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sonrasında Yapılan Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim Kontrolü	120

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Fe 360 C ve Fe 510 D Malzemelerine Ait Mekanik Özellikler	67
Çizelge 4.2. Dizayn Değişkenleri	89
Çizelge 4.3. Çıktıların Gerçek ve Tahmini Değerleri Arasındaki Korelasyon	92
Çizelge 4.4. İterasyonlarda Dizayn Değişkenleri ve Çıktıların Aldığı Değerler	94
Çizelge 4.5. Nihai Tasarımda Kullanılan Parçaların Kalınlıkları	111



1. GİRİŞ

Tüm tarımsal traktörler ve iş makinalarında, operatörün herhangi bir kaza durumunda yara almadan kurtulmasını sağlayan birtakım pasif emniyet donanımları kullanılmaktadır. Bu donanımlar, traktör tiplerine göre değişiklik gösterebilmektedir. Tarımsal traktörler genel itibariyle ‘tarla traktörleri’ ve ‘bahçe traktörleri’ olarak iki ana türde incelenebilir. Tarla traktörleri genel olarak büyük tarım sahalarında çalışmak üzere tasarlanan yüksek tork ve beygir gücünü haiz motorların kullanıldığı traktörlerdir. Bahçe traktörleri ise görece daha küçük hacimli ve düşük güçte motorlar kullanılan, daha küçük çaplı sahalarda kullanılmak üzere tasarlanmış olan traktörlerdir. Genellikle boyutlarına bakılarak bu ayırım yapılabilmektedir ancak tarla traktörlerinde yaygın olarak kabin yapıları kullanılır. Tarla traktörlerinde kullanılan kabinlerin, sürücüyü kötü dış iklim şartları, gürültü, toz, çamur vb. dış etkilerden korumakla birlikte aynı zamanda traktör üzerine belirli ağırlığa kadar cisim düşmesi ve traktörün yuvarlanması gibi kaza durumlarında sürücünün zarar görmeden emniyetli bir şekilde kalmasını sağlama görevleri de vardır. Kabin kullanılmayan traktörlerde ise, kaza durumunda sürücüyü emniyetle koruyacak şekilde emniyet çerçevesi(roll-bar), emniyet kemeri ve kaporta önü ızgarası gibi pasif emniyet araçları kullanılmaktadır (Silleli ve ark. 2009).

Koruyucu yapılar ilk olarak 1950’li yıllarda İsveç’te geliştirilmiştir. Ulusal standartlarda ilk kabulü İskandinavya’da olurken daha sonrasında OECD kodları, EEC/EC yönetmelikleri ve ISO standartları olarak da uluslar arası düzeyde yerini almıştır (Silleli ve ark. 2009)

Traktörün devrilmesi durumunda, sürücüye zarar görmeden içinde barınabileceği bir yaşam bölgesi sunarak korunmasını amaçlayan parçalara Yuvarlanmaya Karşı Emniyetli Yapılar (YKEY¹) denmektedir. (OECD 2008a). Şekil 1.1.’de örnek bir YKEY görülmektedir.)

¹ Literatürdeki ve yaygın kullanımdaki ‘ROPS’ kelimesinin Türkçe karşılığıdır. Orijinali *Roll-Over Protective Structure* kelime grubunun baş harflerinden oluşur.



Şekil 1.1 Bir bahçe traktöründe kullanılan örnek bir YKEY tasarımı

Tarım traktörleri ve iş makinaları için YKEY tasarımı gün geçtikçe daha önemli bir konu haline gelmektedir. Bunun en büyük sebebi traktör ve iş makinası kullanımının eskiye oranla oldukça artmış olmasıdır. Bu makinaların yaygın kullanımı kaza olasılıklarının artışı da beraberinde getirmekte ve uluslararası standartların da devreye girmesiyle bu durum, traktör ve iş makinası üreticilerini bu konuda önlemler almaya zorlamaktadır. Silleli (2006) tarafından bildirildiği üzere, Gölbaşı (2002) tarafından Türkiye’de 1990 – 2001 arasındaki traktör kaza vakalarını inceleyen bir araştırma sunulmuştur. Bu araştırmaya göre traktörlerde devrilme, takla atma ve şarmpole yuvarlanma şeklinde gerçekleşen 746 traktör kazasında traktörlerin %81.64’ünün standart bir kabin veya emniyet çatısına sahip olmadığı, sadece %18.36’sının böyle bir yapıya sahip olduğu görülmüştür ve koruyucu yapının bulunmamasının bu kazalarda ölüm oranını yaklaşık 3 katına çıkardığı gözlemlenmiştir. Tüm bu bilgilere göre bir değerlendirme yapıldığı zaman traktörlerde YKEY tasarımının oldukça önemli olduğu ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmada, tasarımı yapılmış olan YKEY donanımlarının sonlu elemanlar yöntemi ile analizleri gerçekleştirilerek, prototip imalatı öncesinde koruyucu yapı standartlarına uygun olup olmadığı incelenmiştir. Sanal doğrulama sonrası üretilen prototipler, ilgili performans standartlarına göre test edildiğinde analiz ve test sonuçları arasında kabul edilebilir seviyede bir korelasyon görülmüştür. Elde edilen bu korelasyona dayanarak, olası bir testlerden geçmeme durumunun tasarım aşamasında iken belirlenmesinin mümkün olduğu ve bu sayede prototip maliyetini düşürmenin mümkün olduğu görülmüştür. Ayrıca fiziksel testlerle doğrulanan analiz sonuçları kullanılarak gerçekleştirilen parametrik optimizasyon çalışması ile daha hafif ve dolayısıyla daha az maliyetli bir tasarım elde edilebilmiştir.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Çalışmanın bu bölümünde YKEY kullanımının önemi, ilgili sonlu elemanlar analizleri, fiziksel testler, ilgili standartlar ve optimizasyon teknikleri konuları hakkında daha önce yapılmış çalışmaların kısa özetleri sunulmuştur.

Gölbaşı (2002) tarafından doktora çalışması olarak hazırlanan ve Türkiye’de gerçekleşmiş tarım makinaları kazalarını inceleyen bir çalışmaya göre; traktör kazalarının %59’u devrilme, takla atma ve şarampole yuvarlanma şeklinde gerçekleşmiştir. Kaza yapan ve kabin ya da koruyucu yapı bulundurmeyen traktörlerde kazaya karışan insanların %77’si kazadan bir şekilde (ölüm, ağır ya da hafif yaralanma ve kısmen ya da tamamen fiziksel engelli) etkilenmektedir.

Traktör devrilmesinin neden olduğu iş kazaları sonucu oluşan yaralanmalar, Yuvarlanmaya Karşı Emniyetli Yapı (YKEY) kullanılarak engellenebilmektedir. Bazı ülkelerde bu tür koruyucu yapıların traktörlerde kullanımı ile ilgili uzun yıllardır çeşitli gereklilikler mevcuttur. YKEY ilk defa 1950’li yıllarda İsveç ve Yeni Zelanda’da geliştirilmiştir. 1959 yılına gelindiğinde İsveç’te YKEY kullanımı ile ilgili zorunlu düzenlemeler yürürlüğe girmiştir. Aynı düzenlemeler Danimarka’da 1967’de, Finlandiya’da 1969’da, Batı Almanya, Büyük Britanya ve Yeni Zelanda’da 1970’de, Birleşik Devletler’ de 1972’de, İspanya’da 1975’de, Norveç’te 1977’de, İsviçre’de ise 1978 yılında yürürlüğe girmiştir. Bu zorunlu düzenlemelerin yürürlüğe girmesi ile birlikte, İsveç’te traktör devrilmesi sonucu gerçekleşen ölümlerin 100000 traktör başına adedi 17’den 0,3’e gerilemiştir. Norveç’te aynı oran 1961 – 69 ve 1979 – 86 yılları arasında 24’den 4’e gerilemiştir. Finlandiya’da 1980 – 1987 yılları arasında 16’dan 9’a düşmüş, Batı Almanya’da 1961 – 1986 yılları arasında 6,7’den 1,3’e gerilemiştir. Yeni Zelanda’da ise 1949 – 58 ve 1969 – 74 yılları arasında bu oran 37’den 30’a düşmüştür. Çalışmalar, traktör devrilmesi sonucu oluşan ölümlerin sayısındaki düşüşün devrilmeye karşı koruma şekline ve YKEY kullanımına bağlı olduğunu göstermiştir. Koruyucu yapı kullanımı ile ilgili zorunlu düzenlemelerin uzun yıllar yürürlükte olduğu, özellikle de eski traktörlere YKEY takılmasının zorunlu olduğu ülkelerde, traktör devrilmesi sonucu ölümlerin sayısında ciddi düşüş gözlemlendiği rapor edilmiştir (Springfeldt 1996).

Lehtola (1992) tarafından bildirildiğine göre; traktörlerde gerçekleşen ölümlü kazaların %57 gibi önemli bir kısmı traktör devrilmesi şeklinde gerçekleşmektedir. Bu şekildeki

kazalarda da %82 ile yana doğru devrilme öne çıkmaktadır. Yuvarlanmaya karşı emniyetli yapı (YKEY) kullanılmış olan traktörlerde ise traktör devrilmesi şeklinde ölümlü kazaya rastlanmamıştır. Bu sonuçlara göre YKEY kullanımı, devrilme şeklinde gerçekleşen traktör kazalarında ölüm riskine karşı en etkili koruma stratejisi olarak karşımıza çıkmaktadır. Buna göre; traktör devrilme kazalarında ölüm oranını en aza indirmek için YKEY kullanımı konusunda traktör üreticilerini ve kullanıcılarını bilgilendirmek gerekmektedir. YKEY bulundurmayan traktör üreten üreticileri de YKEY donanımlarını sonradan ekleyebilmeleri için monte edilebilirlik ve maliyet konularında bilgilendirilmelidir.

Bülbül (2006) tarafından yapılan bir çalışmada, Ankara ilinde 75 adet anket formu doldurulmuş ve bu formlar üzerinden edinilen bilgiler analiz edilmiştir. Çalışmada tarım alet makinaları ile çalışırken bizzat kaza geçirmiş ya da kazaya tanık olmuş kişilerin bilgilerine başvurulmuştur. Çalışma sonucu elde edilen bulgulara göre, Tarım alet makinalarında gerçekleşmiş tüm kazalarda devrilme/takla atma/şarampole uçma şeklinde gerçekleşen kazalar %68 ile çoğunluktadır.

Reynolds ve Groves (2000) tarafından yapılan bir araştırmanın sonuçlarına göre; Amerika Birleşik Devletleri'nde her yıl ölümlü sonuçlanan 200 adet traktör devrilmesi vakası gözlemlenmektedir. İsveç ve diğer Kuzey Avrupa ülkelerindeki araştırmalardan elde edilen kanıtlar göstermektedir ki, YKEY kullanımı traktör devrilmesinden kaynaklanan ölümleri engellemede en önemli unsurdur. Amerika Birleşik Devletleri'nde YKEY kullanılan traktörlerde devrilme sonucu gerçekleşen ölüm vakaları incelendiğinde, bu durumun yalnızca operatörün emniyet kemeri kullanmamasından ötürü meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu durumda, traktörlerde ezilmeye karşı dirençli kabin kullanımının, sürücünün devrilme anında emniyet kemeri takmadan da güvenli yaşam bölgesinde kalmasını sağlayarak ölüm vakalarını azaltabileceği öngörülmektedir. Ancak, YKEY ya da koruyucu kabin kullanılan traktörlerin oranı Birleşik Devletler' de %50 ile sınırlıdır ve traktörlerinde YKEY bulunmayan çiftçilerin oldukça düşük bir kısmı (%12) ekstra ücret ödeyerek traktörlerine sonradan YKEY taktırmayı kabul etmişlerdir.

Antunes ve ark. (2018) tarafından yürütülen ve Portekiz'de traktör kaynaklı ölümlü kazaları inceleyen bir çalışmada; eğimli arazilerde traktör devrilmesinin ölümlü kazalarda ortak neden olduğu ve Kranioensefalik, Torasik ve Abdominal Travma

şeklindeki yaralanmaların başlıca ölüm sebebi olduğu gözlemlenmiştir. YKEY kullanımı açısından kazalar incelendiğinde otopsilerin yalnızca %4,1'lik kısmında bu donanımın var olduğu, ancak kullanımının yanlış olduğu tespit edilmiştir.

Çoğu uygulamalarda traktörün devrilme ihtimali yüksek olduğundan, sürücüyü kaza tehlikesinden korumak adına YKEY kullanımı ve ilgili uluslararası test prosedürleri uzunca süredir yürürlüktedir. Ancak yine de traktör devrilmesinden kaynaklanan ölümler ve ciddi yaralanmalar meydana gelmektedir. Bu durum devrilme durumunu etkileyen parametreler ile ilgili daha fazla araştırma yapmaya teşvik etmektedir. Traktör devrilmesi hakkında yapılan araştırmalar, devrilme durumunda traktörün sahip olduğu mevcut enerji miktarı ile traktör kütlesi arasında doğrusal olmayan bir ilişki olduğunu göstermektedir (Guzzomi ve ark. 2009).

Tarımsal traktörlerin ve orman traktörlerinin Avrupa'da kullanımı için bir YKEY' e sahip olmaları zorunludur. Bu durumda, YKEY donanımının Ekonomik İşbirliği ve Kalkınma Örgütü (OECD) kodları ve Avrupa Topluluğu (EC) direktifleri tarafından belirlenmiş olan bir dizi dayanım testinden geçmesi gerekmektedir. Bu kodlarda, YKEY kuvvet ve enerji absorpsiyonu için test gereklilikleri "referans kütle" adı verilen bir parametreye göre belirlenmektedir. Bu kütle, traktör üreticileri tarafından homologasyon dökümanları ile belirlenmiş olan 'yüksüz', 'dengelenmiş' ve 'maksimum yüklenmiş' kütle değerlerine göre belirlenmektedir. Traktör çalışma şartlarındaki kütle dağılımı, traktör stabilitesi ve devrilme potansiyelini olumlu ya da olumsuz yönde etkileyebilmektedir (Rondelli ve Guzzomi 2010).

Tarım traktörleri gibi, iş ve maden makineleri de belirli standartlar ve regülasyonlarla uyumlu olacak şekilde koruyucu yapılar bulundurmaları zorundadırlar. Bu koruyucu yapılar genel olarak YKEY (Yuvarlanmaya Karşı Emniyetli Yapı), DOKY (Düşen Objelerden Koruyucu Yapı), DKEY (Devrilmeye Karşı Emniyetli Yapı) ve madencilik makinaları için HKYK (Heyelana Karşı Koruyucu Yapı) olarak karşımıza çıkmaktadır. Günümüzde modern nümerik metotlar standart gerekliliklerine uyumlu koruyucu yapı tasarımında deneysel araştırma maliyetini düşürmeyi mümkün kılmaktadır. Fiziksel testler yalnızca tasarımın standartlara uygunluğunu doğrulamak için akredite olmuş kuruluşlar tarafından yapılmaktadır. Koruyucu yapı simülasyonu için kurulan sanal modellerin doğruluğu, kullanılan malzeme modeli ve malzeme modelinin ilgili yükleme koşuluna göre davranışı

ile üretim kalitesine bağlıdır. Koruyucu yapıyla ilgili bir nümerik analiz yapılacağı zaman, sadece yapının geometrisini iyi temsil eden bir sonlu elemanlar modeli kurulması yeterli olmayıp aynı zamanda uygun bir malzeme modeli seçilmeli ve modelin özellikleri ayrıntılı olarak doğru bir şekilde tanımlanmalıdır. Bu koşulları sağlayabilmek için de malzeme özellikleri, bilhassa dinamik davranışı temsil eden parametreler doğru seçilmelidir. Ayrıca, hareket denklemlerinin çözümü için en uygun çözüm yöntemine başvurulmalıdır (Karlinski ve ark. 2008).

Traktör tasarımında güvenlik açısından kaydedilen gelişmelere rağmen, sürücü için hala traktör çalışma şartlarındaki en tehlikeli durumlardan biri traktör devrilmesidir. Traktör devrilmesi şeklindeki kazalar incelendiğinde kararlı bir YKEY tasarımına ihtiyaç duyulduğu görülmektedir. Traktör devrilmesi esnasında, traktör tasarım parametreleri (geometri, kütle ve atalet momentleri vb.) ile çevresel faktörlerin (yer düzlemi ve tepe eğimleri) absorbe edilmesi gereken enerji miktarı üzerindeki etkileri hesaplanabilmektedir. Bu hesaplamalar traktör tasarımına girdi oluşturabildiği gibi, tasarlanacak traktörün dayanım testlerine uyumluluğunun kontrolü için kullanılabilir (Franceschetti ve ark. 2014).

Çeşitli türlerde iş makinelerinde kullanılan ve ağır ekipmanlara sahip bu makinaları kullanan sürücüleri koruyan yapılar oldukça önemli komponentler olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu yapıların kullanım amacı, araç devrilmesi kaynaklı yaralanmalardan sürücüleri korumaktır. Söz konusu yapılar mevcut kabinlere entegre olarak kullanılabilir gibi kabin dışında bir yapı olarak da karşımıza çıkabilmektedir. Bu yapıların sonlu elemanlar yöntemiyle analizi yapılacağı zaman, analizin yükleme karakteristiklerini belirleme ve asıl dayanım analizini gerçekleştirme olarak iki adımda yapılması gerçeğe daha yakın sonuçlar elde etmede yardımcı bir yöntem olmaktadır. Ayrıca yapılacak analizde kontak durumu ve doğrusal olmayan fiziksel koşullar da dikkate alınmalıdır (Karlinski ve ark. 2013).

Tarımsal traktörlerde yuvarlanma nedeniyle oluşan kazalar her yıl Birleşik Devletler' de 100' den fazla çalışanın ölümüne sebep olmaktadır. YKEY' ler bu oranı büyük oranda düşürseler de YKEY bulundurmeyen araçlarda bu yapıların sonradan takılmaları pahalı işlemler olabilmektedir. Harris ve ark. (2011) tarafından yapılan bir çalışmada; Amerikan Ulusal İş Sağlığı ve Güvenliği Enstitüsü tarafından tasarlanan uygun fiyatlı bir YKEY

donanımının öncelikle performansı incelenmiş, sonrasında detaylı inceleme için bir simülasyon modeli kurulmuş ve en son kurulan bu model kullanılarak detaylı inceleme yapılmıştır.

YKEY tasarımı ve fiziksel testleri küçük ve orta segmentte traktör üreticileri için kayda değer zorluklar içermektedir. Dahası bu üreticiler ticari sonlu elemanlar paket programlarını kullanmada güçlüklerle karşılaşabilmektedirler. Yapılacak analiz çözümünün kalitesi problemin doğru tanımlanmasına, geometrinin yapıya uygun olmasına, malzeme davranışının gerçeğe uygun olmasına ve yükleme - sınır şartlarının doğru tanımlanmasına bağlıdır. Genel olarak, nümerik ve deneysel tekniklerin entegre edilmesi ile tasarımcıların tecrübesinin ilave edilmesi sonucunda hızlı ve doğru çözümlere verimli bir şekilde ulaşmak mümkün olmaktadır (Fabbri ve Ward 2002).

SAE J2194 standardına göre, YKEY arkadan ve yandan yükleme koşulları için belirlenmiş birtakım enerji değerlerini absorbe edebilmeli ve bu esnada sürücünün içinde barınabileceği bir güvenli yaşam bölgesine herhangi bir girişim olmamalıdır. Khorsandi ve ark. (2017) tarafından yapılan bir çalışmada; doğrusal olmayan sonlu elemanlar yöntemi teknikleri kullanılarak, Bilgisayar Destekli YKEY Tasarım Programı (BYTP) kullanılarak tasarlanmış ve traktör arkasına monte edilebilen iki ayaklı bir YKEY modelinin SAE J2194 standardına göre olan yükleme koşulları altındaki davranışı incelenmiştir. Elde ettikleri sonuçlara göre; hazırladıkları modelin arkadan yükleme koşulu altındaki davranışı, yandan yükleme altındaki davranışına nazaran gerçeğe daha yakın olmaktadır. Yandan yükleme testlerinin çoğunluğunda sonlu elemanlar modeli test modeline göre daha direngen bir davranış sergilemektedir. Bunun sebebi yapıdaki deliklerin doğru konumu ve geometrik detaylar gibi kriterlerin kısmen gözardı edilmesidir. Ayrıca, deneysel parametreler ile elde edilen malzeme özellikleri kullanıldığı durumda teorik malzeme modeli kullanıldığı duruma göre sonuçlar daha güvenilir olmaktadır.

Madencilik endüstrisinde kullanılan makinalar, ilgili regülasyonlar ve standartlara uygun olacak şekilde koruyucu yapılarla donatılmaktadır. İlgili standartların konu edindiği donanımlar YKEY, DOKY ve HKEY'lerdir. Günümüzde modern nümerik yöntemler sayesinde, spesifik standartlardaki gerekliliklere uygun bir simülasyon modeli geliştirerek deneysel araştırma maliyetlerini düşürmek mümkündür. Fiziksel testler

sadece standartlara uygunluğu doğrulamak için kullanılmaktadır. Dolayısıyla gereklilikleri karşılamayan yapılar tasarım aşamasında elenebilmektedir (Derlukiewicz ve ark. 2010).

Wang ve ark. (2009) tarafından yapılan bir çalışmada, iki ayaklı bir YKEY'in test gereklilikleri ve yapısal karakteristiklerine göre doğrusal olmayan sonlu elemanlar modeli kurulmuş, elastik-plastik deformasyon etkisi bu modelde göz önünde bulundurulmuştur. Yandan yükleme koşuluna göre YKEY'in bilgisayar simülasyonu koşturulmuş, simülasyon sonucunda deformasyon ve eşdeğer kalıcı gerilme değerleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçların test verileriyle korelasyon içinde olduğu bildirilmiştir.

Amerikan Otomotiv Mühendisleri Birliği (SAE) J2194 standardı ve OECD 4 nolu kod tarafından belirlenen YKEY test parametreleri; traktörün referans kütlesi, genellikle de yüksüz kütleyle göre belirlenmektedir. Traktör devrilmesi esnasında YKEY tarafından absorbe edilmesi gereken enerji, traktör kütlesinin bir fonksiyonudur ve traktörlerin maksimum izin verilen kütle değerleri son yıllarda sürekli artış göstermektedir. Bu durum, standartlar tarafından belirlenen absorbe edilecek enerji miktarlarının gerçeği yansıtmama tehlikesini doğurmaktadır. Sonlu elemanlar analiz yazılımları kullanılarak sürücü güvenli yaşam bölgesinin ihlalinden hemen önceki deformasyon değerlerine ait enerji miktarları hesaplanabilir ve bu enerji miktarları gözönüne alınarak traktörün izin verilebilecek maksimum kütle değerleri yeniden belirlenebilir (Alfaro ve ark. 2010).

Devrilme şeklinde gerçekleşen kazalar araç sürücüleri ve yolcular için en yüksek oranda ölüm nedenini oluşturmaktadır ve binek araçlara oranla kamyonet tipi araçlarda daha fazla sıklıkla karşılaşılmaktadır. Kamyonetler diğer araçlara oranla daha zorlu çalışma şartlarına sahip olduklarından YKEY donanımları sürücüyü bu çalışma şartlarında devrilme şeklinde oluşabilecek kazalara karşı korumak zorundadır. Bu tür yapılar araçlarda çelik barlar kullanılarak kafes şeklinde tasarlanıp araca entegre edilebilmektedirler. Bu şekilde tasarlanan modeller üzerinde yapılan sonlu elemanlar analizi çalışmaları göstermiştir ki, araca entegre edilen YKEY yapısı kullanıldığı zaman devrilme esnasında sürücü ve yolcu yaşam alanına olan girişim miktarı %40 oranında azalmaktadır (Nunes ve ark. 2014).

YKEY donanımlarının traktör devrilmesi kaynaklı kazalarda ölüm oranını büyük oranda düşürdüğü bilinmesine rağmen, Birleşik Devletler' de her yıl bu şekilde yüzlerce ölümlü

kaza meydana gelmektedir. Ülkede tahmini olarak 1.6 milyon traktörün YKEY donanımlı olmadığı bilinmektedir ve bu traktörlerin çoğu orijinal olarak YKEY kullanımına uygun olarak tasarlanmıştır. Bazı traktörlerde ise YKEY' ler katlanabilir özelliğe sahiptir ve bu durumda bu yapılar sürekli katlanmış durumda iken, yani tasarım amacına uygun olmayacak şekilde kullanılabilir. Ayers ve ark. (2018) tarafından bir Bilgisayar Destekli YKEY Tasarım Programı (BYTP) geliştirilmiştir. Bu program yardımıyla tarım traktörünün ağırlık ve boyut bilgilerine göre uygun bir YKEY tasarımı oluşturulması hedeflenmiştir. Yapılan çalışmalar, hazırlanan programın SAE J2194 standardına uygun bir YKEY tasarımı ortaya koyabileceğini göstermiştir.

Bir YKEY' in elastik/plastik yükleme-deformasyon eğrisinin tahmini için henüz kesinleşmiş bir teknik bulunmamaktadır. Ancak belli bir oranda mühendislik yaklaşımı, az sayıda basit deneysel yöntemler ve bu bilgilerin bilgisayar ortamındaki bir YKEY matematiksel modeline adapte edilmesiyle yapının davranışı hakkında tahmin yürütmek oldukça kesin bir şekilde mümkün olmaktadır (Easter 1977).

Silleli ve ark. (2009) tarafından yürütülen bir çalışmada; OECD traktör Kod'larına referans olabilecek, traktör kaportası ön sert bölgesinin dayanım özelliklerini belirlemek için iki farklı yükleme koşulu planlanmış ve uygulanmıştır. Her iki yükleme sırasında, emniyet çerçevesi ve ön çarpma noktasına yerleştirilen yer düzleminin güvenli koruma bölgesine girmediği görülmüştür. Ön çarpma noktasının bulunduğu fiberglas kaporta, kırılarak parçalanmış ve ezme yükü altında radyatör delinmiştir. Ancak, hava filtresi, radyatör ve akü, kaportanın daha fazla ezilmesini engelleyerek, yer düzleminin güvenli koruma bölgesine girmesini engellemiştir.

Richardson ve ark. (2009) tarafından yapılan bir çalışmada, maden endüstrisinde kullanılan kamyonetlerde kullanılmak üzere bir YKEY tasarımı geliştirilmiştir. Çeşitli uluslararası maden endüstrisi şirketleri tarafından bildirildiği üzere devrilme kazaları hafif ticari araçlar için (Pikap ve SUV) kendi çalışma sahalarında ciddi bir problem teşkil etmektedir. Yapılan çalışmanın sonuçlarına göre büyük madencilik firmalarının iş sağlığı ve güvenliği gerekliliklerine uygun bir çalışma ortamı sağlamaları için kullandıkları araçlarda ekstra bir YKEY donanımı eklenmesine ihtiyaç vardır. Çalışma sonucunda tasarlanan YKEY' in taşıt kabinini devrilme esnasında yüksek deformasyondan koruyabildiği gözlemlenmiştir.

Etherton ve ark. (1991) tarafından bildirildiği üzere; uygun şekilde sahip olmaları, korozyona karşı dayanıklılığı ve yüksek dayanım/ağırlık oranına sahip olmaları nedeniyle kompozit malzemelerin tarımsal ürünlerde kullanımları artmaktadır. Tarımsal ürünlerde maliyet önemli bir dizayn kriteri olduğu için, görece iyi maliyet-ağırlık oranına sahip yapısal şekiller elde etmek önemli bir avantaj olmaktadır. Yazarlar tarafından yapılan çalışmada enerji absorpsiyon kabiliyetleri bakımından kompozitlerin YKEY olarak tarım traktörlerinde kullanılabilirliği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre çelik yapıların deformasyonu kolay tespit edilebilir bir şekilde plastik bölge davranışına sahip olduğu, FRP kompozit yapı kullanımında ise düşük üretim maliyetli ve uzun ömürlü tasarımlar elde edildiği görülmüştür.

Tarımsal makinelerde sürücüyü devrilme şeklindeki kazalardan koruma amaçlı olarak YKEY kullanımı oldukça yaygındır. Mevcut uluslararası standartlarda, YKEY performansı statik testlerle doğrulanır ve YKEY genellikle sonlu elemanlar metodundan faydalanarak tasarlanır. YKEY güvenliğini doğrulamak için dinamik simülasyonlar yapılabilir. Ayrıca, YKEY performansının bir ölçütü olarak Yanal Direngenlik Kriteri (YDK), devrilme esnasında yaralanma durumunu incelemede büyük kolaylık sağlayabilmektedir (Chen ve ark. 2012).

Silleli (2006) tarafından bildirildiği üzere; tarımsal traktörlerde çalışma esnasında oluşabilecek en büyük tehlikelerden biri traktör devrilmesidir. Bu şekilde gerçekleşen bir kazada operatörün korunması sağlanamazsa önemli ölçüde yara alması mümkündür. Avrupa Birliği'nin yayınladığı çeşitli regülasyonlara göre tarımsal traktörlerin bu şekilde devrilme durumuna karşı koruyucu donanımlara sahip olması zorunludur. Fakat özellikle küçük segmentteki traktörler için, yüksekliğin önemli olduğu çalışma alanlarında bu donanım traktöre göre yüksek yapısı nedeniyle problem teşkil etmektedir. Yazar tarafından yürütülen çalışmada bu problemleri bertaraf edebilecek bir koruyucu donanım tanıtılmıştır. Traktör devrildiği zaman açılarak tam devrilme hareketi olmadan önce yer ile temasın sağlandığı ve bu sayede enerji absorpsiyonunu daha erken başlattığı için düşük yüksekliğe sahip YKEY donanımı kullanımına imkan vermektedir. Ayrıca operatörün devrilme esnasında güvenli bir şekilde barınabildiği güvenli yaşam bölgesinin boyutları büyümekte ve iş güvenliği böylelikle artırılmış olmaktadır.

Selvakumar ve ark. (2015) tarafından yapılan bir çalışmada traktörün arkasına monte edilen bir YKEY'in sonlu elemanlar metodu ile performansı incelenmiş, yapılan çalışmalar fiziksel testlerle doğrulanmıştır. YKEY donanımları devrilme şeklinde gerçekleşen kazalarda traktör sürücüsü için güvenli bir yaşam alanı sunan güvenlik araçlarıdır. SAE J2194 standardına göre YKEY'ler dinamik veya bir dizi statik testi, ya da her ikisini birden geçmelidir. Bu testler YKEY performansını, bir dizi yükleme sonucunda güvenli yaşam bölgesine bir girişim olup olmamasına göre incelemektedir. Doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi, YKEY tasarımında yeni ürün geliştirme maliyetlerini düşürme amacıyla rutin olarak süregelen bir kullanıma sahiptir.

Tarımsal traktörlerdeki kabinler sürücüyü gürültü, kirlilik gibi kötü ortam şartlarından korumak ve sürücüye içinde konforlu bir şekilde bulunabileceği iklimlendirme şartlarını hazırlamak üzere tasarlanmaktadır. Kapalı bir hacim olmaları dolayısıyla kabinler, darbelere karşı dayanıklı olmaları ve traktör devrilmesi esnasında sürücüyü koruyabilmelidirler. OECD Kod 4, SAE J2194 gibi regülasyonlar traktör kabinlerinin dayanıklılığını inceleyen standartlar sunmaktadır. YKEY'ler, traktör devrilmesi esnasında sürücüye yara almadan korunabileceği büyüklükte bir güvenli yaşam bölgesi sunacak şekilde tasarlanırlar. Kaza anında hiçbir kabin bölümü ya da parçası güvenli yaşam bölgesine girişim yapmamalıdır. YKEY test kriterlerini sağlamak için kabinlerin yapısal dayanımı, önerilen traktör kullanım süresine göre optimize edilmelidir. Kabin tasarımında sonlu elemanlar yöntemi destekli tasarım çalışmaları ile hem güvenli hem de düşük maliyetli ürün tasarımı mümkün olmaktadır (Kumar ve ark. 2015).

YKEY'ler traktörler ve iş makinelerinde sürücüyü araç devrilmesi durumunda korumak amacıyla kullanılmaktadır. YKEY'lerin bu devrilme durumundaki rolü, belli bir miktarda enerjiyi absorbe ederek sürücünün bulunduğu yaşam alanına herhangi bir girişim olmasını engellemektir. Dolayısıyla YKEY'lerin performansı belirli düzeyde yüklemeler sırasında absorbe edebildiği enerji miktarıyla ölçülür. Bu değer ise boru kalınlığı, malzeme kalitesi, YKEY borusunun kesiti vb. parametrelere bağlıdır. Bu parametreleri girdi olarak kullanan ve absorbe edilen enerji miktarını çıktı olarak veren bir optimizasyon algoritması kurularak optimum tasarım parametrelerinin elde edilmesi mümkün olmaktadır (Malik ve ark. 2012).

İş makineleri endüstrisinin, otomotiv endüstrisine nazaran bilgisayar destekli mühendislik araçlarını tasarım sürecinin erken safhalarında kullanma konusunda daha az gelişmiş olduğu söylenebilir. Sonlu elemanlar analizleri malzeme değişkenliği, üretim prosesleri, test koşulları vb. faktörler konusunda oldukça fazla ön kabul içerdiği için hiçbir zaman tam kesin sonuç verememektedir. Ancak yapılan çalışmalarda, sonlu elemanlar analizi ve fiziksel test sonuçları kıyaslandığı zaman hata oranının %10 seviyelerinin altına düştüğü görülebilmektedir. Bu durumda sonlu elemanlar analizinin, iş makinelerinin test performanslarının tahmini konusunda oldukça faydalı bir araç olduğu ve böylelikle maliyet ve ağırlık azaltma gibi konularda fayda sağlayabileceği söylenebilir (Cafolla ve ark. 2016)

Otomobil sahibi olmak geçmişten günümüze teknolojik ve sosyo-ekonomik gelişmelere bağlı olarak oldukça yaygınlaşmıştır. Otomobiller insan yaşamında en önemli ulaşım araçlarından biridir. Buna bağlı olarak, her yıl oldukça fazla sayıda ölümlen sonuçlanan trafik kazası yaşanmaktadır. Son yıllarda taşıt güvenliğine insanların dikkati gittikçe artmaktadır. Çarpışma şeklinde kazaların görülme sıklığı oldukça fazladır, ancak devrilme şeklinde kazalar da görülmektedir. Diğer kaza şekillerine oranla gerçekleşme sıklığı düşük olmakla birlikte genellikle ölümlen sonuçlanan ciddi yaralanmaların bu kazalarda görülme oranı oldukça fazladır. Bu sebeple, taşıt güvenliği için devrilme durumunu inceleyen çalışmalar oldukça önemlidir. Literatür incelendiğine sözkonusu durumun gerçekleşme şeklinin çeşitliliği, yüksek serbestlik derecesinde modeller ortaya çıkması ve kontrolünün zor olması nedeniyle bu konuyla ilgili çalışmalara düşük oranda rastlandığı görülmektedir. Araç devrilmesi hakkında yapılacak bir çalışma, sonlu elemanlar analizi ve katı cisim davranışı çalışmalarını içerebilmekte, konuyla ilgili tecrübe sahibi olmayı gerektirebilmektedir. Sonlu elemanlar analizi birtakım kısıtlamalara sahip olmakla birlikte tasarım ve test maliyetlerini düşürmede oldukça önemli bir araçtır (Lin ve ark. 2017).

Yarı römorklu ve damperli kamyonlarda yük boşaltma işlemi araç devrilme riskini artırmaktadır. Yüksek konumdaki ağırlık merkezi, yanal eğim, zemindeki homojen olmayan yapı ve anormal yükleme koşulları istenmeyen yanal dengesizlik problemlerine sebep olabilmektedir. Bundan dolayı, römork yataklarının olağandışı yükleme koşulları altındaki burulma direngenliğinin hesabı önemli bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır. Detaylı sonlu elemanlar analizi çalışmaları ile, hidrolik aktüator ve römork yatağı

birleşiminin olumsuz yükleme koşulları altındaki performansı doğru bir şekilde incelenebilir (Valladares ve ark. 2014)

Hu ve ark. (2011) tarafından yapılan bir çalışmada, bir arazi aracının darbelere karşı dayanıklılığını ve oluşabilecek kazalar anında sürücü ve yolcuların yaralanma durumlarını inceleyebilmek için çeşitli darbe senaryolarını simüle eden darbe testi simülasyonları yapılmıştır. Yapılan simülasyonlarda büyük gerinim yaklaşımı ve doğrusal olmayan malzeme özellikleri kullanılmıştır. Tüm aracın sonlu elemanlar modelini oluşturmak için araç gövdesi, ön tampon, şasi parçaları, güç iletim elemanları, yakıt tankı koltuklar ve yük bölmesi modellenmiştir. Simülasyon sonuçlarından yapısal deformasyonlar ve iç enerjiler hesaplanmış, bu çıktılar kullanılarak tüm aracın darbe dayanıklılığı incelenmiştir. Olası kazalarda yaralanma durumlarını incelemek için Kafa Yaralanma Kriteri (Head Injury Criterion-HIC) ve Torasik Travma İndeksi (Thoracic Trauma Index-TTI) kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları araç gövdesinin görece zayıf kısımlarını tanımlamakta yardımcı olmakta, yeni araçların tasarım iyileştirmelerine katkıda bulunmaktadır.

Liang ve LE (2010), LS-Dyna paket programını kullanarak yasal standartlara uygun bir şekilde bir otobüsün devrilmeye karşı koruma durumunu simüle etmişlerdir. Otobüs devrilmesi oluşabilecek en kötü taşıt kazalarından birisidir. Yolcu sayısının fazla olmasından dolayı, otobüs devrilmesi sırasında ağır can kayıpları yaşanma oranı oldukça yüksektir. Otobüs ve minibüslerin, devrilmeye karşı emniyeti belirleyen güvenlik standartlarına uygun olması yasal zorunluluktur. Yazarların yaptığı çalışma, 66 kod numaralı Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomik Komisyonu normu (Economic Commission of Europe - ECE R66) ve 220 numaralı Amerikan Federal Motorlu Taşıtlar Güvenlik Standardı normu (American Federal Motor Vehicle Safety – FMVSS 220) tarafından belirlenen kriterlere göre LS-DYNA sonlu elemanlar analizi paket programı ile yapılan karşılaştırmalı analizleri içermektedir. ECE R66 ve FMVSS 220 standartlarına göre devrilme durumunu simüle etme amacıyla yapılan analizlerin sonuçları, araç üst gövdesi üzerindeki deformasyon durumunu ve absorbe edilen enerjinin araç üzerindeki dağılımı araç üst gövdesinin kesitlerine göre inceleyebilme imkanı vermiştir.

Chirwa ve ark. (2015) tarafından yapılan bir çalışmada, 32 koltuklu bir otobüs sonlu elemanlar modeli ECE R66 standardına uygun olarak devrilme simülasyonu

gerçekleştirmek üzere hazırlanmıştır. İlgili çalışmada, devrilme başladığındaki yanal ivme değerlerini belirleyen birtakım ivme eşik değerlerine göre otobüs modelinin yanal karakteristikleri tanımlanmıştır. Ayrıca yapılan çalışmada önemli yapısal komponentlerin ilgili testlere göre enerji absorbe etme kapasiteleri ve araç üst gövdesinin direngenliği belirlenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda devrilme durumunda darbe dayanıklılığı üzerinde kapalı halka yapıları, tavanda uygun bağlantı tasarımı, tavan rayları ve montaj özelliklerinin etkisinin en fazla olduğu görülmüştür.

Baykaşoğlu ve ark. (2013) bir raylı sistem taşıtının devrilmeye karşı darbe dayanıklılığını incelemiştir. Raylı sistem taşıtlarında görülen, ölüm ve ciddi yaralanmalarla sonuçlanan önemli kazaların çoğunluğu taşıt devrilmesi şeklinde gerçekleşmektedir. Dolayısıyla, raylı sistem taşıtları devrilmeye karşı darbe dayanıklılığıyla ilgili gereklilikleri yerine getirmek zorundadır. Aracın devrilmeye karşı darbe dayanıklılığını belirleyebilmek için, Abaqus paket programının açık çözümlü sonlu elemanlar analizi modülünü kullanarak tüm taşıtın detaylı modelinin ECE R66 standardına göre devrilme simülasyonları yapılmıştır. Taşıtın simülasyonları yapılmadan önce analizi yapılacak sonlu elemanlar modeli, statik ve modal deneysel ölçümlere göre doğrulanmış ve simülasyonların sonucuna bakıldığında sonlu elemanlar analizi ile fiziksel test sonuçları arasında iyi seviyede korelasyon olduğu görülmüştür.

Friedman ve ark. (2015) tarafından yapılan bir çalışmada uyku kabini bulduran taşıtların taşıt devrilmesi durumuna göre güvenlik seviyesi incelenmiştir. 2030 yılına kadar 900,000'den fazla uyku kabini bulduran aracın yollarda olacağı öngörülmektedir. Diğer yandan ağır kamyonlardaki ölümlü kazaların yaklaşık yarısının taşıt devrilmesi kaynaklı olduğu görülmektedir. Yapılan çalışmada devrilme şartları altında uygulanacak testlerin sanal modellemesi yapılmış, çeşitli varyasyonlar için sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuştur. Çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar devrilme durumunda yanal direngenliğin, uyku kabinindeki kişinin güvenliği açısından kritik olduğunu göstermiştir.

Peng ve ark. (2012) tarafından bildirildiği üzere; taşıtlarda devrilmenin düzlemsel çarpmalara oranla daha karmaşık olduğu ve ilgili yaralanmaların orijinal ekipman üreticileri (OEM'ler), tasarım mühendisleri, güvenlik uzmanları, çarpışma biyomekaniği uzmanları ve akademik araştırmacılar arasında hala tartışma konusu olduğu kesin olarak

bilinmektedir. Yazarlar tarafından bir binek aracın tavanı ile ilgili yeni geliştirilen FMVSS 216 standardına göre devrilme simülasyonları yapılmış ve bu standardın bazı kaza durumları için en kötü senaryoyu simüle edebildiği görülmüştür.

Sonlu elemanlar analizi, gerçek hayattaki problemlerin çözümlerini bulmada kullanılan sayısal bir yöntemdir. Günümüzde ürün geliştirme yalnızca tasarım performansının yeterliliği ile ilgilenmeyip, tasarımın optimizasyonuna da odaklanmaktadır. Deney Tasarımı (DOE) birden fazla girdiye sahip sistemlerde girdilerin sonuç çıktıları üzerindeki etkilerini belirleyen sistematik bir yaklaşımdır. Jain (2018) tarafından yapılan bir çalışmada, bir silindir kafes sisteminin tasarım optimizasyonunda sonlu elemanlar analizi ve deney tasarımı birlikte kullanılmış ve %22 oranında kütle azaltımı sağlanmıştır.

Bhardwaj ve ark. (2018) tarafından yapılan bir çalışmada, gerekli dayanım kısıtları altında ağırlık azaltımı amacıyla bir direksiyon mafsalının tasarım optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Direksiyon mafsalı, tekerlek göbeği ve bağlantı elemanlarını içeren süspansiyon sistemi parçasıdır. Aynı zamanda ön tekerleklerin dönüş hareketini sağlayan, direksiyon ve süspansiyon sisteminin pivot noktası görevine sahiptir. Optimizasyon, uygun malzeme seçimi altında statik gerilme analizine göre yapılmıştır. Gerilme sonuçlarını görüntülemek ve yorumlamak için Von Mises eşdeğer gerilmesi kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda ağırlıkta %59.4 düşüş sağlanmış, emniyet katsayısı ise %36.5 artmıştır.

Singh ve ark. (2018), düzgün bası yükü etkisi altında bulunan güçlendirilmiş panellerin kütlelerini doğru ve etkili bir şekilde minimize eden bir tasarım optimizasyon prosedürü geliştirmeyi amaçlayan bir çalışma yayınlamışlardır. Panellerin burkulma analizini gerçekleştirmek için Entegre Kuvvet Metodu (Integrated Force Method - IFM) tabanlı bir sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. Kuvvet metodolojisi tabanlı sonlu elemanlar analizinin kritik burkulma yükünü doğru bir şekilde tespit ettiği görülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda ise nümerik duyarlılık analizine kıyasla, geliştirilen analitik duyarlılık formülasyonu kullanılarak yapılan tasarım optimizasyonunun oldukça doğru ve efektif sonuç verdiği görülmüştür.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu kısımda, çalışma konusu olan YKEY donanımları hakkında genel bilgi verilmiş olup, halihazırda kullanılan tasarım örnekleri ve kullanıldıkları traktör türleri incelenmiştir. YKEY tasarımının doğrulanması için, uluslararası standartlara akredite olmuş kurumlar tarafından yapılan fiziksel testler detaylı olarak anlatılmıştır. Ayrıca bu çalışmanın konusu olan YKEY tasarımının sanal doğrulama çalışmaları ve optimizasyon sürecinde, kullanılan sonlu elemanlar yöntemi ve parametrik optimizasyon teknikleri hakkında detaylı bilgi verilmiştir.

3.1. Traktörlerde YKEY Kullanım Amacı ve YKEY Tasarım Türleri

3.1.1. Traktör Yuvarlanma Kazalarında YKEY Donanımının Görevi

Traktör yuvarlanması durumunda, YKEY iki görevi yerine getirecek şekilde tasarlanmaktadır. Bunlardan ilki, çoğu yuvarlanma durumunda YKEY'in yuvarlanma hareketini 90 derecede sınırlı tutmasıdır. Diğer bir deyişle, traktör yana doğru yuvarlanma hareketini yaptığı zaman sadece yuvarlandığı tarafa yatıp daha fazla hareket etmesini kısıtlamaktadır. Traktör arkaya doğru yuvarlandığı zaman ise, yine yuvarlanma hareketini 90 derecede kısıtlamaktadır, bu şekilde traktörün burnu havada iken yuvarlanma hareketini durdurmaktadır. YKEY'in ikinci görevi ise; yuvarlanma hareketinin traktörün sadece bir tarafa yatması şeklinde değil, kendi üzerinden tam yuvarlanma hareketini sağlayacak kadar yüksek enerjiye sahip olması, ya da yuvarlandığı tarafta sözü edilen tam yuvarlanma hareketini sağlayacak kadar yüksek eğim olması durumunda devreye girmektedir. Bu durumda YKEY, sürücüyü yuvarlanma durumunda koruyacak bir güvenli yaşam alanı oluşturmak zorundadır. Şekil 3.1'de traktör yuvarlanması esnasında YKEY'in görevini anlatan görseller mevcuttur.



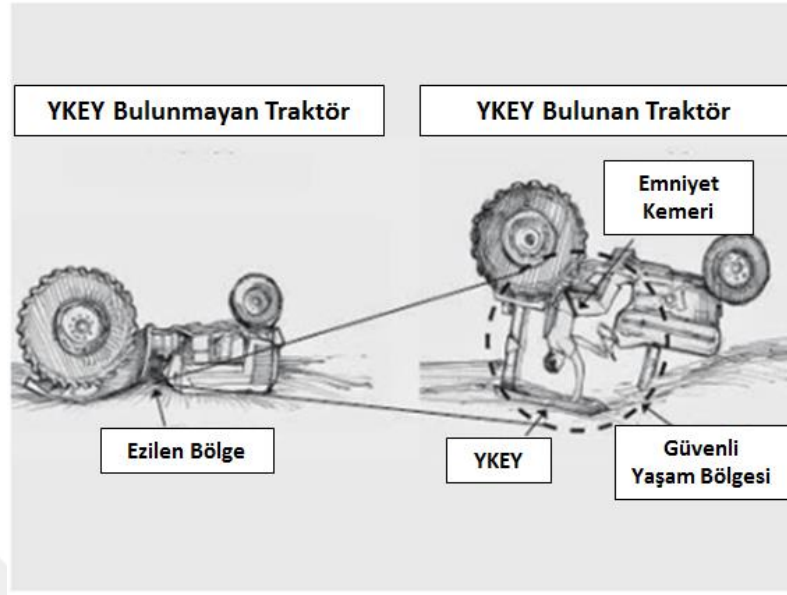
(a)



(b)

Şekil 3.1. Traktör Yuvarlanmasında YKEY'in Görevi (a) Yana Doğru Yuvarlanma (b) Arkaya Doğru Yuvarlanma

Traktörün yuvarlanması esnasında emniyet kemerinin görevi sürücüyü güvenli yaşam bölgesi içinde tutmaktır. Şiddetli yuvarlanma hareketi gerçekleştiği zaman, büyük olasılıkla yüksek döndürme kuvveti oluşacaktır ve kuvvet sürücüyü güvenli yaşam bölgesi dışına itebilir. Çoğu traktör sürücüsü bu esnada traktörden atlayarak kurtulmayı düşünmektedir ancak şiddetli yuvarlanma hareketleri genellikle sürücünün atlamasına olanak vermeyecek kadar kısa sürede gerçekleşmektedir. Emniyet kemerleri ayrıca traktör engebeli yüzeylerden geçerken ve başka bir aracın traktöre hızlı bir şekilde çarpması durumunda sürücünün traktörden düşmesini engeller. Şekil 3.2'de YKEY'in emniyet kemeri ile birlikte traktör yuvarlanması esnasında oluşturduğu güvenli yaşam bölgesi görülebilir.



Şekil 3.2. Traktör Yuvarlanırken YKEY Sayesinde Oluşan Güvenli Yaşam Bölgesi

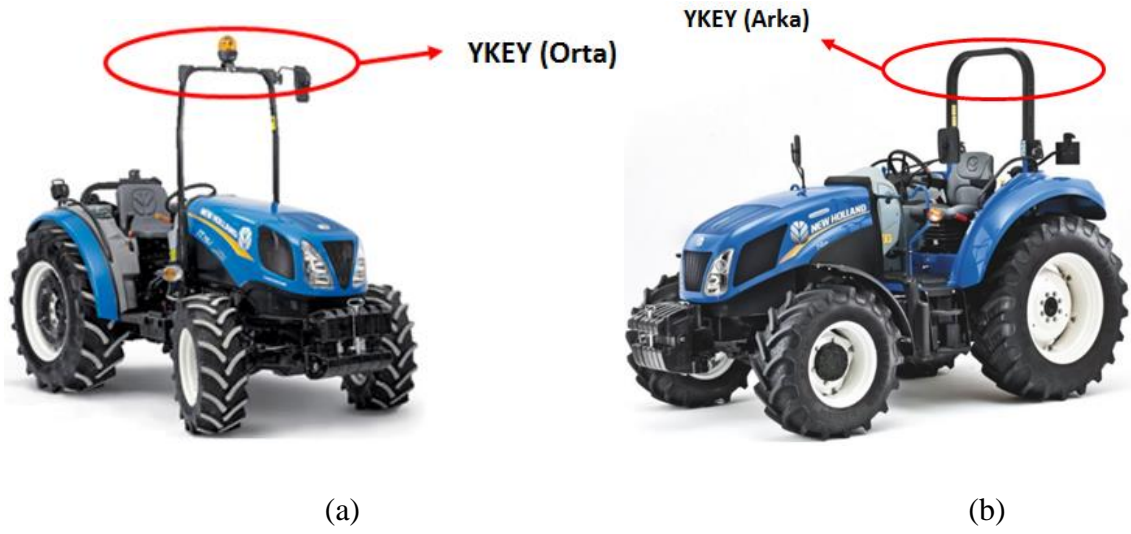
YKEY'in traktörün yuvarlanması sırasında görevini yapabilmesi için emniyet kemerinin takılı olması gerektiği genel kabul gören bir görüştür. YKEY'in etkili olduğu tüm durumlarda bu önerme geçerlidir. Bu görüşten dolayı traktörlerinde emniyet kemeri bulundurmayan bazı üreticiler, traktörlerine sonradan YKEY takılmamasını tercih etmektedir. YKEY'in emniyet kemerinin deforme olması durumunda herhangi bir koruma sağlamayacağı düşünülmektedir, ancak bu yaklaşım doğru değildir. Emniyet kemeri ile birlikte kullanılmayan YKEY durumu, hiç YKEY kullanılmaması durumundan daha güvenlidir. Bunun sebeplerinden biri, daha önce de belirtildiği üzere YKEY bulunduran traktörlerde yuvarlanma genelde 90 derece dönme ve traktörün burnu havada kalacak şekilde hareketin sonlanması şeklindedir. Bu durumda sürücü, kendisini koltuğa sabitleyen bir mekanizma olmaksızın koltuk üzerinde kalabilmektedir. Traktörde YKEY bulunmadığı durumlarda yuvarlanma hareketi gerçekleştiğinde, traktör serbest bir şekilde tam yuvarlanma hareketini gerçekleştirecek ve sürücüyü ezebilecektir. YKEY kullanıldığında traktör tam yuvarlanma hareketi yapsa bile traktörün sürücünün üzerinde düşmesi mümkün değildir.

3.1.2. Tarım Traktörlerinde Kullanılan YKEY Tasarımları

Yuvarlanmaya Karşı Emniyetli Yapılar (YKEY) tarım traktörleri ve iş makinelerinde bulunan, sürücüyü traktörün yuvarlanması durumunda fiziksel zarar görmekten koruyan güvenlik donanımlarıdır. YKEY'lerin temel olarak iki tür kullanım şekli olduğu

söylenbilir: Kabin Tipi ve Ayaklı Tip. Kabinli tip traktörlerde kullanılan kabinler sürücüyü kötü dış ortam şartlarından (gürültü, toz, sıcak hava vb.) korumanın yanısıra traktörün yuvarlanması durumunda sürücüyü zarar görmekten koruma görevleri de vardır. Traktörler ve iş makinelerinde bulunan kabinlerin yuvarlanmaya karşı dayanımları OECD ve SAE gibi kuruluşlar tarafından düzenlenen spesifik standartlar ile belirlenmektedir. Ayrıca traktörün üzerine düşen objelerden sürücüyü koruyacak mukavemete sahip olmaları da uluslararası standartlarla belirlenmiş bir zorunluluktur.

Tarım traktörlerini üzerlerinde bulunan koruyucu yapılara göre iki sınıfta incelemek mümkündür: Tarla Traktörleri ve Bağ-Bahçe Traktörleri. Tarla traktörleri büyük tarım sahalarında kullanılmak üzere tasarlanırken dar iz genişliğine sahip bağ-bahçe traktörleri nispeten daha küçük alanlarda, bahçe uygulamaları veya meyve toplama vb. işlerde kullanılmak üzere tasarlanmaktadır. Genellikle kabin kullanımı tarla traktörlerinde yaygın olarak görülmektedir. YKEY'ler ise bağ-bahçe traktörlerinde aracın orta kısmında katlanır bir yapı olarak bulunur. Tarla traktörlerinde ise aracın arka tarafında yer alır. Şekil 3.3'de traktörlerde kullanılan YKEY türleri gösterilmiştir.



(c)

Şekil 3.3. Traktörlerde Kullanılan YKEY Türleri (a) Bağ-Bahçe Traktörlerinde Kullanılan Ön YKEY (b) Tarla Traktörlerinde Kullanılan Arka YKEY (c) Kabinli Tip Tarla Traktörü

Ayrıca tarla traktörlerinde arka YKEY üzerine entegre edilen ve sürücüyü düşen objelerden koruyan ‘Kanopi’ parçası da kullanılabilir. Bu parçanın da güvenlik performansı uluslararası standartlarla belirlenmektedir. Şekil 3.4’de YKEY bulunduran tarla traktörlerinde yaygın kullanıma sahip kanopi parçası görülebilir.



Şekil 3.4. Tarla Traktörlerinde Kullanılan Arka YKEY'e Entegre Kanopi

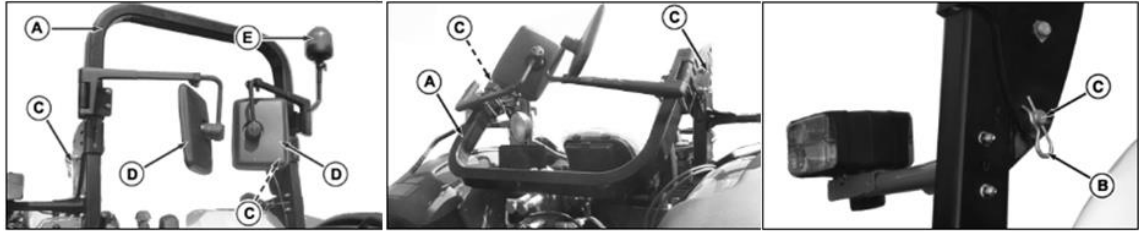
Ayaklı tip YKEY'lerde en yaygın kullanıma sahip olanlar Şekil 3.3.b'de gösterilen, traktör arka aks hizasına monte edilen iki ayaklı YKEY'lerdir. Bağ-bahçe traktörleri ise genellikle traktörün orta kısmında, traktör iskeletine her iki yandan monte edilen iki ayaklı YKEY'lere sahiptir. İki ayaklı YKEY'lere göre daha sınırlı kullanıma sahip olan dört ayaklı tasarımlarda ise ayakların her iki aks hizasına veya her dört ayağın traktör arka çamurluğu üzerinde güçlendirilmiş bir platforma monte edildiği, sürücünün bulunduğu hacmi kapsayan kafes sistemler mevcuttur. Şekil 3.5'de örnek dört ayaklı YKEY tasarımları görülebilir. YKEY tipinden bağımsız olarak, tüm YKEY donanımına sahip traktörlerde yapısal bütünlüğü korumak için özel olarak tasarlanmış montaj parçaları ve traktör üzerinde özel olarak tasarlanmış montaj noktaları bulunmaktadır.

İki ayaklı YKEY tasarımları için çeşitli konfigürasyonlar mevcuttur. Yaygın bir konfigürasyon iki adet YKEY ayağına kaynaklanan enine bağlantı direği ile tek parça yapı kullanımıdır. Diğer bir konfigürasyonda ise civatalı bağlantıya sahip enine bağlantı direği kullanımıdır, bu durumda her bir ayak ve bağlantı direği ayrı bir parça halindedir ve ayrı ayrı monte edilebilirler. Üçüncü bir tasarım düz ya da boru şeklinde tek parça çelik kullanımıdır. Bu parça U şekilli olarak bükülmüş durumda kullanılır.



Şekil 3.5. Dört Ayaklı YKEY Tasarımları

Birçok traktörde iki ayaklı YKEY yapıları katlanabilir olarak bulunmaktadır. Bu kullanımda her iki ayakta dikkatli bir şekilde tasarlanmış iki adet menteşe bulunur. Bazı tasarımlarda da traktörün dişli kutusunun arka tarafına monte edilen YKEY kullanılır, bunlarda da YKEY’i pimler vasıtasıyla ayakta tutan küçük menteşe kullanılmaktadır. Şekil 3.6’da katlanabilir YKEY ayaklarına örnek olarak görülebilecek bir mekanizma mevcuttur. Şekildeki mekanizmada YKEY’i katlamak için hızlı kitleme pimi (B) ve başlık pimi (C) çekilir, YKEY yatık konuma alındıktan sonra pinler tekrar takılır.



Şekil 3.6. Katlanabilen Bir Arka YKEY Tasarımı

3.2. YKEY Ürün Doğrulaması İçin Yapılan Testler

3.2.1. YKEY Test Standartları

Silleli ve ark. (2009) tarafından bildirildiği üzere, traktörlerde yuvarlanmaya karşı emniyetli yapılar ilk olarak 1950’li yıllarda İsveç’te geliştirilip kullanılmaya başlanmış, ulusal anlamda bu yapıların kullanımını belirleyen standartların ortaya çıkışı ilk olarak İskandinavya’da gerçekleşmiştir. Daha sonrasında ise, bu yapıların kullanımının dünya genelinde artış göstermesiyle birlikte OECD (Uluslararası Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü), EEC/EC (Avrupa Ekonomik Topluluğu), ISO (Uluslararası Standartlar

Teşkilatı) ve SAE (Amerikan Otomotiv Mühendisleri Derneği) gibi kuruluşlar, koruyucu yapı kullanımıyla ilgili standartlar yayınlamışlardır. YKEY'ler ile ilgili uluslararası düzeyde yönetmelik ve regülasyonların devreye girmesiyle birlikte traktör üreticileri de çeşitli ülkelere ihrac edilmek üzere ürettikleri traktörlere bu koruyucu donanımları eklemeye başlamışlardır. Bu çalışma kapsamında; sanal doğrulama çalışmaları yapılmış olan YKEY modelinin simülasyonları, OECD tarafından yayınlanan ve dar izli traktörlerde traktörün ön tarafına monte edilen YKEY'lerin ürün doğrulaması için gerekli testlerin yer aldığı 6 numaralı OECD kodu (OECD Code 6) referans alınarak yapılmıştır.

3.2.2. OECD Traktör Kodları

Uluslararası Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü (OECD) tarafından tarım traktörlerinin resmi testleri için geliştirilen ilk standart 1959 yılında yürürlüğe girmiştir. Çeşitli ülkelerdeki araştırma ve test merkezleri, yıllardır traktörleri test etmekte ve traktörlerin performanslarını ölçmektedir; fakat test yöntemleri arasında farklılıklar bulunmaktaydı. Dolayısıyla aynı traktörler için farklı ülkelerde yapılan test sonuçlarını kıyaslamak mümkün olmuyordu. Bu standart ile birlikte traktör performans testlerini belirlemek için uluslararası alanda tanınmış bir bir metod geliştirip yayınlamak amaçlanmıştır.

Dolayısıyla OECD tarafından geliştirilip yayınlanan traktör test kodları; test laboratuvarlarının takip edebileceği, tarım traktörlerinin performans karakteristiklerini ölçmeye yarayan standardize edilmiş bir dizi prosedür olarak adlandırılabilir (OECD 2016).

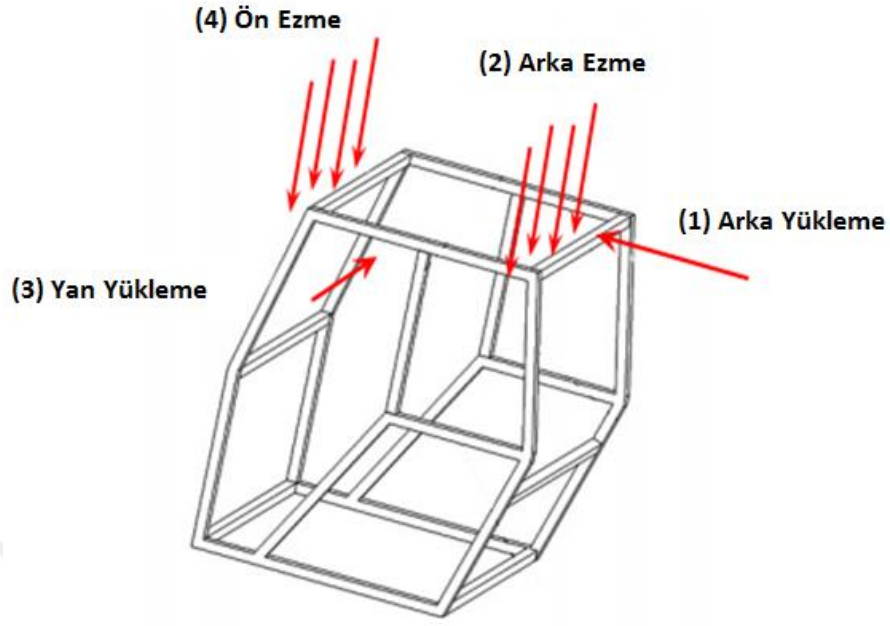
3.2.3. OECD Tarafından Geliştirilen YKEY Test Kodları

1950'li yılların sonlarına doğru traktörlerde YKEY kullanımını zorunlu kılan ülkelere biri İsveç olmuştur. Takip eden 10 yıl boyunca birçok ülkede YKEY kullanımıyla ilgili benzer mevzuatlar yürürlüğe girmiştir. Tüm bu mevzuatlar YKEY kullanımının zorunlu olduğunu belirtmektedir, fakat YKEY'in tasarımının amacına uygun olup olmadığı ya da kullanıldığı traktörün tasarımı ve büyüklüğüne uygun olup olmadığı daha detaylı araştırma gerektiren bir konudur. Birçok farklı ziraat mühendisliği araştırma enstitüleri ve üniversiteler YKEY tasarımları ve testleri üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalar kapsamında araştırmalar yapılmış, çeşitli testler uygulanmış ve traktör

yuvarlanma kazaları incelenmiştir. Kontrollü şartlar altında çeşitli traktör yuvarlanma durumları tekrarlanmış ve YKEY için uygun yükleme koşulları araştırılmıştır. Günümüzde bu tür araştırmalar için genellikle bilgisayar simülasyonları kullanılmaktadır.

Ulusal YKEY test standartlarının harmonize edilerek bugünkü halini almasına OECD öncülük etmiştir. Başlangıçta YKEY performans doğrulama testleri, sallanan bir kütle (sarkaç tipi) yardımıyla yapının arka, yan ve üstünden darbe alması şeklinde dinamik yüklemeler ve ek olarak kademeli bir biçimde uygulanan ezme yüklemelerinin sıralı kombinasyonu şeklindeydi. Bu prosedür, 1966 yılında yayınlanan OECD Kod 3’de tanımlanmıştır. Tüm YKEY testlerinin amacı YKEY’in yüklemeler esnasında belirli bir minimum değere sahip enerjiyi, herhangi bir kırılma hasarı gerçekleşmeden ve ‘güvenli yaşam bölgesi’ne girişim olmadan güvenli bir şekilde absorbe edip etmediğinden emin olmaktır. Testlerde kullanılan yükleme seviyesi test traktörünün kütlesi ile doğrudan ilgilidir çünkü, yuvarlanma esnasında daha büyük ve ağır traktörlerde YKEY daha büyük kuvvetler ve darbe enerjilerine maruz kalacaktır.

1960’ların sonları ve 1970’lerin başında traktörlerin gücü ve ağırlığının artması ile birlikte, dinamik YKEY test prosedürünün ağır traktörlerde sınırlı bir şekilde uygulanabileceği anlaşılmıştır. Traktör kütlesi arttıkça, kütle ilişkili dinamik yüklemelerin güvenli bir şekilde uygulanması da gittikçe zorlaşmaktadır. Bu problem 1983 yılında ‘Statik’ test prosedürünün (OECD Kod 4) geliştirilmesi ve yayınlanmasıyla çözülmüştür. Çeşitli ülkelerdeki araştırmaları takiben, sallanan kütle darbeleri yerine bir dizi statik yüklemenin yer aldığı bir prosedür geliştirilmiştir. Dikey olarak uygulanan ezme yüklemelerinin yönü ve sırası aynı kalmıştır. OECD Kod 4’te belirtildiği üzere yükleme sırası Şekil 3.7’de görülebilir. Önceki prosedürde olduğu gibi, yükleme ve deformasyon enerjisi seviyeleri traktör kütlesi ile doğrudan ilişkilidir.



Şekil 3.7 OECD Kod 4'e Göre YKEY Yükleme Sırası

Bugünkü YKEY test kodları 1980'li yıllardan beri çok fazla değişkenlik göstermemiştir. OECD YKEY test kodu ailesi dar izli (bağ-bahçe) traktörlerin (Kod 6 ve 7), paletli traktörlerin (Kod 8) ve teleskopik yükleyicilerin (kendinden tahrikli tüm arazi forkliftleri) (Kod 9) test prosedürlerini kapsayacak şekilde genişletilmiştir. Günümüzde az da olsa dinamik yükleme testleri uygulanmaktadır, ancak uygulamada büyük çoğunlukla statik test prosedürü takip edilmektedir ve en fazla kullanılan standart Kod 4'tür.

Ancak diğer OECD test kodlarından farklı olarak, YKEY testi farklı traktör modellerine de uygulanabilen belirli bir yapının testiyle ilgilidir. Dolayısıyla, yapının testinde ilgili araç yelpazesindeki en ağır araca göre belirlenen yüklemeler kullanılmışsa, daha hafif modeller için aynı yapının gereklilikleri sağladığından emin olunabilir.

3.2.4. OECD Kod 6

6 numaralı OECD kodu, dar izli traktörlerde aracın ön tarafına monte edilen yuvarlanmaya karşı emniyetli yapıların fiziksel testlerini belirleyen standarttır.

3.2.5. Tarımsal Traktörler

Öncelikli olarak tarım ve ormancılık amaçlı olarak aşağıdaki işlemleri gerçekleştirmek üzere tasarlanmış olan en az iki dingilli veya paletli, kendinden tahrikli tekerlekli araçları tanımlamaktadır:

- Römork çekmek
- Tarım ve ormancılık aletlerini veya makinelerini taşımak, çekmek, itmek ve gerektiğinde bu gereçleri hareket halinde ya da sabit bir şekilde iken kullanmak.

3.2.6. Yuvarlanmaya Karşı Emniyetli Yapı (YKEY)

Yuvarlanmaya karşı koruyucu yapı (kabin ya da çerçeve sistem); bundan sonra “koruyucu yapı” olarak adlandırılacak olup, temel amacı normal kullanım sırasında sürücü için traktör yuvarlanması kaynaklı riskleri önlemek veya sınırlandırmak olan traktör üzerindeki yapıları ifade etmektedir.

Yuvarlanmaya karşı emniyetli yapı, sürücüye sunduğu ve traktörün yuvarlanması esnasında yapının iç tarafındaki herhangi bir parçanın ya da çevre düzlemlerin girişim yapmayacağı bir güvenli yaşam bölgesi ile karakterize edilmektedir. Aynı zamanda traktör devrildiği zaman tam yuvarlanma hareketini engelleyecek kabiliyete de sahip olmalıdır.

3.2.7. İz Genişliği

Traktörlerde iz genişliği, tekerlek orta düzlemlerinin arasındaki mesafe olarak adlandırılır. Paletli traktörlerde ise paletlerin orta düzlemleri arasındaki mesafedir. Şekil 3.8’ de örnek bir traktör iz genişliği ölçüsü görülebilir.



Şekil 3.8 Traktör İz Genişliği Ölçüsü

3.2.8. Aks Açıklığı

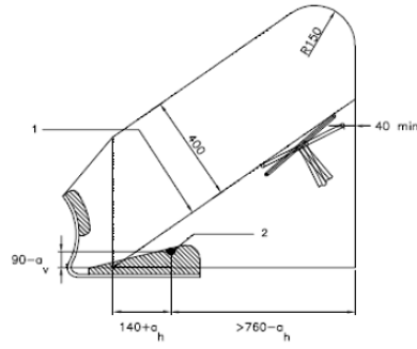
Aks eksenlerinden geçen yer düzlemine dik düzlemler arasındaki mesafeyi ifade etmektedir.

3.2.9. Koltuk İndeks Noktası Hesabı, Koltuk Pozisyonu ve Test İçin Gerekli Ayarlama

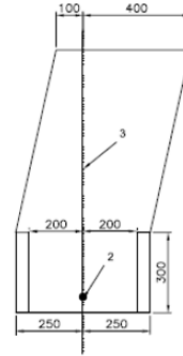
- Koltuk indeks noktasının hesabı ISO 5353:1995 standardına göre belirlenmelidir.
- Koltuk pozisyonunun ayarlanabilir olduğu durumda, koltuk en üst ve en arka konumuna getirilmelidir.
- Koltuk arkalığının eğimi ayarlanabilir olduğu durumda, orta konuma ayarlanmalıdır.
- Koltuğun pozisyonunun sadece uzunlamasına ve dikey olarak ayarlanabildiği durumlarda, koltuk indeks noktasından geçen boylamsal eksen, direksiyon simidinin merkezinden geçen traktörün dikey orta düzlemine paralel olacak ve bu düzlemden 100 mm'den fazla uzakta olmayacaktır.

3.2.10. Güvenli Yaşam Bölgesi

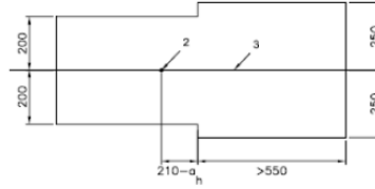
Güvenli yaşam bölgesi dikey referans düzlemi ve referans doğrusu kullanılarak tanımlanmaktadır. Şekil 3.9' da bu düzlem ve doğru kullanılarak güvenli yaşam bölgesi hesabı gösterilmiştir.



Şekil 3.9.a
Yan Görünüş
Referans Düzlemi Boyunca Alınan Kesit



Şekil 3.9.b
Arkadan Görünüş



Şekil 3.9.c
Üstten Görünüş

- 1- Referans doğrusu
- 2- Koltuk indeks noktası
- 3- Referans düzlemi

Şekil 3.9 Güvenli Yaşam Bölgesi Hesabı

3.2.11. Traktör Kütle Tanımları

Yüksüz Kütle: Opsiyonel donanımların bulunmadığı fakat soğutma sistemi, yağlama sistemi, koruyucu yapı donanımlarının bulunduğu haldeki traktör kütlesidir. Opsiyonel ön ve arka ağırlıklar, cant ağırlıkları, monte edilmiş herhangi bir ekipman bulunmamaktadır.

Maksimum Müsaade Edilebilir Kütle: Traktör üreticisi tarafından kullanım klavuzlarında belirlenen traktörün müsaade edilebilir azami kütle değeridir.

Referans Kütle: Traktör üreticisi tarafından belirlenen, testlerde kullanılmak üzere enerji ve kuvvet hesaplarında kullanılan kütle değeridir. Yüksüz kütleden daha düşük olmamalı ve kütle oranı 1.75 değerini aşmayacak şekilde olmalıdır.

Kütle Oranı:

$$\text{Kütle Oranı} = \left(\frac{\text{Maksimum Müsaade Edilebilir Kütle}}{\text{Referans Kütle}} \right) \quad (3.1)$$

olarak belirtilir. Bu değer 1.75 değerini aşmamalıdır.

3.2.12. Testler

Koruyucu yapıya uygulanacak testler sırasıyla arkadan yükleme, birinci üstten ezme, önden yükleme, yandan yükleme ve ikinci üstten ezme şeklinde uygulanır. Testler sırasında dikkat edilecek hususlar şunlardır:

- Testle sırasında traktörün herhangi parçası kırılır ya da yerinden çıkarsa, test tekrar edilmek üzere durdurulmalıdır.
- Testler sırasında traktör ya da koruyucu yapıya herhangi bir onarma veya düzeltme işlemi yapılmamalıdır.
- Testler sırasında traktör dişli kutusu boşta ve frenler kapalı olmalıdır.
- Eğer traktörde traktör gövdesi ile tekerlekler veya paletler arasında süspansiyon sistemi kullanılıyorsa bu sistem test sırasında kilitli vaziyette bulunmalıdır.
- İlk yüklemenin yapılacağı tarafın seçimi test sorumluları tarafından yapılır. İlk yükleme olan arkadan yükleme hangi taraftan uygulandıysa, önden yükleme diğer taraftan uygulanmalıdır. Yandan yükleme ile önden yükleme aynı taraftan uygulanmalıdır.

3.2.13. Kabul Kriterleri

Koruyucu yapı için, uygulanan testler sonucunda aşağıda belirtilen koşullar sağlanıyorsa yapının dayanım kriterlerine göre uygun olduğu sonucuna varılabilir:

- Uygulanan her testin sonucunda yapı üzerinde herhangi bir kırılma ya da çatlama görülmemelidir.

- Testler sırasında güvenli yaşam bölgesine herhangi bir şekilde koruyucunun bir parçası girişim yapmamalı, güvenli yaşam bölgesi koruyucu yapı tarafından korunmalıdır.
- Koruyucu yapı, koltuk yapısı üzerinde herhangi bir kısıtlama getirmemelidir.
- Yapının deformasyonundan kaynaklanan ve sürücünün yaralanmasına neden olabilecek herhangi bir durum oluşmamalıdır.

3.2.14. Test Raporu

Test raporu aşağıda belirtilen öğeleri içermelidir:

- Koruyucu yapının şekli ve tasarımı hakkında genel bir tanımlama ve ilgili ölçüler
- Malzemeler ve bağlantı elemanları tanımları

Ayrıca test raporu koruyucu yapının kullanıldığı traktörün tipi, modeli, ticari ismi vb. Ayrıntıları da içermelidir.

3.2.15. Statik Test Prosedürü

Bu kısımda OECD Kod 6 standardına göre gerçekleştirilecek statik test prosedüründe izlenecek yol açıklanacaktır.

3.2.16. Arkadan Yükleme

Yükleme, traktör orta dikey düzlemine paralel bir dik düzlem boyunca uygulanmalıdır. Yükleme noktası ise koruyucu yapının yuvarlanma durumunda yere temas etme ihtimali olan bir nokta olarak seçilmelidir. Yüklemenin uygulandığı dikey düzlem ise koruyucu yapının en dış kısmından toplam yapı genişliğinin 1/6' sı kadar içeride yer almalıdır. Yükleme arkadan öne doğru uygulanmalıdır.

Arkadan yüklemeye koruyucu yapının absorbe etmesi gereken enerji miktarı;

$$E = 500 + 0.5M \quad (3.2)$$

formülü ile hesaplanır.

3.2.17. Önden Yükleme

Yükleme, traktör orta dikey düzlemine paralel bir dik düzlem boyunca uygulanmalıdır. Yükleme noktası ise arkadan yüklemenin uygulandığı noktanın simetriği olarak, koruyucu yapının yuvarlanma durumunda yere temas etme ihtimali olan bir nokta olarak seçilmelidir. Yüklemenin uygulandığı dikey düzlem ise koruyucu yapının en dış kısmından toplam yapı genişliğinin 1/6' sı kadar içeride yer almalıdır. Yükleme önden arkaya doğru uygulanmalıdır.

Arkadan yüklemede koruyucu yapının absorbe etmesi gereken enerji miktarı arkadan yüklemeye benzer şekilde;

$$E = 500 + 0.5M \quad (3.3)$$

formülü ile hesaplanır.

Ters çevrilebilir sürücü pozisyonu olan traktörlerde ise koruyucu yapının absorbe etmesi gereken enerji miktarı;

$$E = 2,165 \cdot 10^{-7} M \cdot L^2 \quad (3.4)$$

ya da

$$E = 0.574I \quad (3.5)$$

formülleri ile hesaplanır.

3.2.18. Yandan Yükleme

Yükleme, traktör orta dikey düzlemine dik bir dikey düzlem boyunca yatay olarak uygulanmalıdır. Yükleme noktası yana doğru yuvarlanma durumunda yere temas etme ihtimali olan bir nokta olarak, koruyucu yapının en üst sınır çizgisi üzerinde yapının dış kısmından seçilmelidir.

Yandan yüklemede koruyucu yapının absorbe etmesi gereken enerji miktarı;

$$E = 1.75M(B_6 + B)/2B \quad (3.6)$$

Ters çevrilebilir sürücü pozisyonu olan traktörlerde ise koruyucu yapının absorbe etmesi gereken enerji miktarı;

$$E = 1.75M \quad (3.7)$$

formülü ile bulunur.

3.2.19. Üstten Ezme

Üstten ezme işleminde kuvvetler traktör orta dikey düzlemi boyunca düşey olarak uygulanmalıdır. Kuvvetler uygulanırken traktörün en üst yapısal birimi üzerine konumlanan bir düzlemsel yapıdan yardım alınır. Uygulanacak olan kuvvet değeri;

$$F_v = 20M \quad (3.8)$$

formülü ile hesaplanır.

3.2.20. Kırılma ve Çatlak Kontrolü

Her bir teste ait yüklemekten sonra tüm yapısal elemanlarda ve bağlantılarda kırılma veya çatlak oluşumu olup olmadığı görsel olarak test edilmelidir.

3.2.21. Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim

Her bir test esnasında koruyucu yapının herhangi bir parçasının güvenli yaşam bölgesine girişim yapıp yapmadığı kontrol edilmelidir.

Ayrıca, güvenli yaşam bölgesinin traktör devrilmesi esnasında koruyucu yapının koruduğu bölge dışında bulunmaması gerekir. Traktörün yuvarlanması esnasında yer düzlemi ile güvenli yaşam bölgesinin hiçbir şekilde temasının olmadığından emin olunmalıdır.

3.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi analitik olarak hesaplanması zor karmaşık mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan sayısal bir çözüm yöntemidir. Son yıllarda işlem kapasitesi hızlı bir şekilde artan bilgisayarların kullanılmaya başlanması ile sonlu elemanlar yönteminin mühendislik problemlerinde bir araç olarak kullanımı yaygınlaşmıştır. Genel olarak yapısal sistemlerle ilgili problemlerin çözümü için

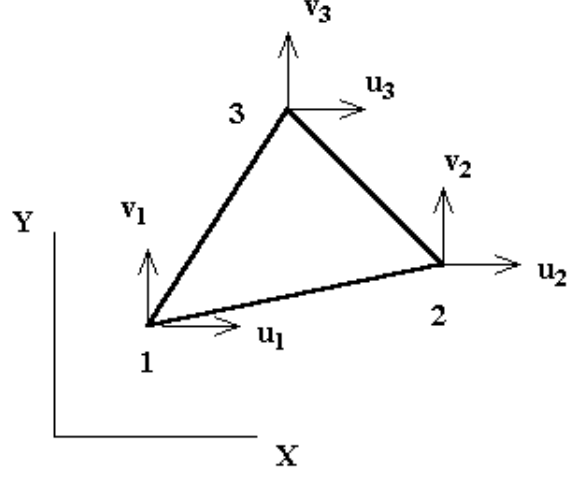
geliştirilmiş bir metot olsa da ısı transferi, akışkanlar mekaniği, akustik ve elektromanyetizma gibi çok çeşitli alanlarda da kullanımı oldukça yaygındır.

Sonlu elemanlar yönteminde problemin konusu olan cisim ya da alanın, fiziksel davranışı hesaplanabilen sonlu sayıda elemana bölünerek ayrıklaştırılması esastır. Oluşturulan bu elemanlar birbirleri ile düğüm noktaları vasıtasıyla bağlanırlar. Bu şekilde elde edilen ayrıklaştırılmış sisteme “çözüm ağı” ya da adı verilir. Çözüm ağında kullanılan elemanların sayısı arttıkça analiz modelinin gerçek sistemi doğru bir şekilde temsil etme kabiliyeti artar. Ancak bu durum işlem sayısını artıracığından bilgisayar ortamında analiz çözümünün süresi de uzamaktadır. Bu durumda çözümden istenen hassasiyet ile modelde kullanılan eleman boyutu arasında optimum bir seçim yapmak gerekmektedir.

Sonlu elemanlar yönteminde, çözüm ağı oluşturulacak yapının özellikleri ile kullanılacak eleman türleri arasında bir ilişki kurulabilmektedir. Kalınlığı diğer iki boyutu yanında oldukça küçük ($1/20$ 'den az) oranda olan yapılarda kabuk(shell) tipi eleman kullanımı birtakım faydalar sağlamaktadır. Bahsi edilen yapılarda katı(solid) eleman kullanımı ile kabuk elemanlara göre daha kaba bir çözüm ağı elde edilir. Bu durumda analiz sonuçları da gerçekten uzaklaşacaktır. Eleman yoğunluğu artırılarak sonuçların doğruluğunun artırılması mümkündür ancak özellikle doğrusal olmayan problemlerde iterasyon sayısının artması ile çözüme ulaşmada güçlüklerle karşılaşılmaktadır. Ayrıca kabuk eleman yerine katı elemanlarla modelleme yapıldığı durumda kalınlık boyunca en az 3 ya da 4 eleman bulunacak şekilde bir modelleme yapılması eğilme direngenliğinin gerçeğe yakın bir şekilde elde edilebilmesi için gereklidir. Bu durum da analiz çözüm sürelerinin oldukça fazla uzamasına sebep olmaktadır. Tüm bu güçlüklerle ek olarak kabuk eleman kullanılabilen yapılarda katı eleman kullanmak için yapı geometrisi üzerinde ek birtakım düzenlemelere gerek duyulmaktadır. Bu çalışmada bahsi edildiği gibi kalınlığı diğer iki boyutuna nazaran oldukça küçük yapılar kabuk elemanlar ile modellenmiştir.

Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken kullanılan eleman tiplerine değinilecek olursa parçalar arasındaki bağlantıları sağlamak için 1 boyutlu eleman kullanımı mevcut olmakla beraber, 2 ve 3 boyutlu elemanlar kullanılmaktadır. 2 boyutlu elemanların en çok kullanılan formları üçgen ve dörtgen elemanlardır. Şekil 3.10' da üçgen eleman

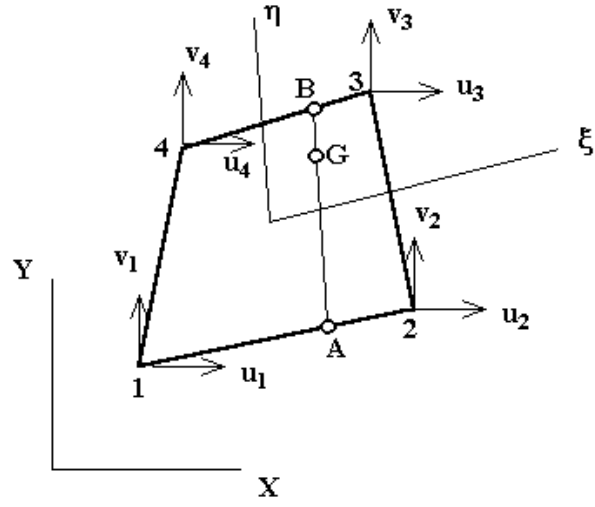
formülasyonlarından sabit gerilmeli üçgen eleman (SGU) ve yer değişirme özellikleri gösterilmiştir.



Şekil 3.10 Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman Yer Değişirme Alanı

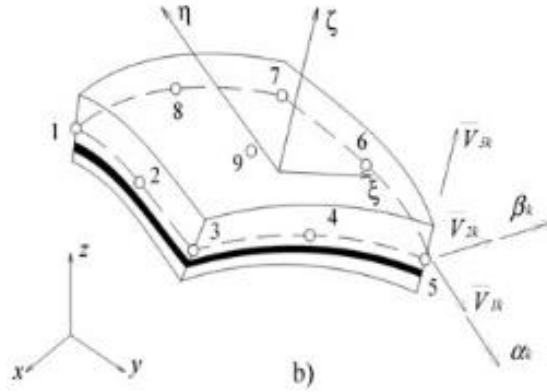
Sabit gerilmeli üçgen elemanlar gerilmelerin yüksek oranda değişim göstermediği problemleri simüle etmek için kullanılabilir. Ancak nispeten yüksek deformasyon ve gerilmelere sahip sistemlerde bu elemanların kullanımı problem çözümünde yoğunluğu daha yüksek bir aę yapısının kullanımı SGU elemanlarla ilgili sonuçları etkileyen olumsuzlukları kısmen giderebilir(Ergin ve ark. 2000).

Yaygın kullanıma sahip diğer bir 2 boyutlu eleman ise çifte lineer dörtgen elemandır. Elemanın köşelerinde toplam dört adet düğüm noktası mevcuttur ve düğümsel serbestlik derecesi 8'dir. Şekil 3.11' de dört düğüm noktalı çifte lineer dörtgen eleman ve yer değişirme alanı görülmektedir.



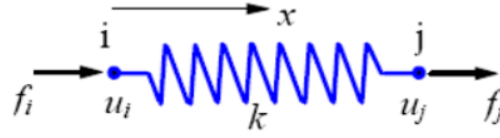
Şekil 3.11 Dört Düğüm Noktalı Dörtgen Eleman Eleman Yer Değiştirme Alanı

Sonlu elemanlarla modellemede, membran ve eğilme davranışını birlikte gösterebilen yeteneklerinden dolayı kabuk elemanlar yaygın bir şekilde tercih edilirler. Şekil 3.12’ de örnek bir kabuk eleman görülmektedir.



Şekil 3.12 Dört Düğüm Noktasına Sahip Kabuk Eleman

Sonlu elemanlar yönteminde, ilgili denklemler eleman düğüm noktaları üzerinde oluşturulmaktadır. Sonlu elemanlar modelinin büyüklüğüne bağlı olarak oldukça fazla sayıda denklem elde edilebilmektedir. Bu kısımda bir basit yay elemanı üzerinden ilgili denklemlerin çıkarılışı gösterilecektir. Şekil 3.13’ de ilgili eleman ve üzerindeki kuvvet ile yer değiştirmeler görülmektedir.



Düğüm Noktaları : i, j

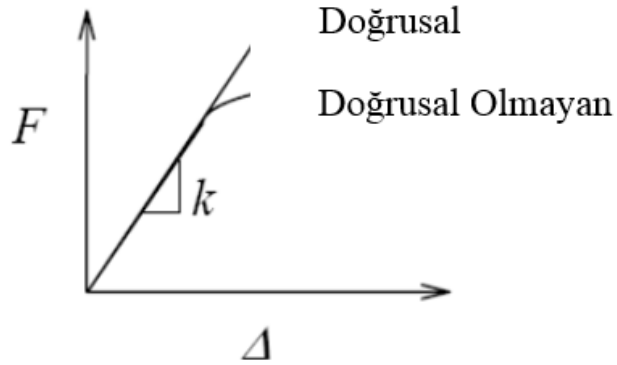
Düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler : u_i, u_j

Düğüm noktalarındaki kuvvetler : f_i, f_j

Yay Sabiti (Direngenlik) : k

Şekil 3.13 Basit Yay elemanı Üzerindeki Kuvvet ve Yer Değiştirmeler

Burada yay sabiti k , eleman üzerindeki kuvvet ve yer değiştirmeler arasındaki doğrusal ilişkiyi ifade etmektedir. Yay elemanının kuvvet ve yer değiştirme ilişkisini gösteren grafik şekil 3.14' de gösterilmektedir.



Şekil 3.14 Yay Elemanının Kuvvet – Yer Değiştirme İlişkisi

Kuvvet ve yer değiştirme için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

$$F = k\Delta \quad (3.9)$$

$$\Delta = u_j - u_i \quad (3.10)$$

Kuvvetleri bulmak için denge denklemlerinden faydalanılırsa, aşağıdaki eşitlikler elde edilmektedir:

$$f_i = -F = -k(u_j - u_i) = ku_i - ku_j \quad (3.11)$$

$$f_j = F = k(u_j - u_i) = -ku_i + ku_j \quad (3.12)$$

(3.11) ve (3.12) eşitliklerinin matris formunda yazılışı aşağıda gösterilmiştir.

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_i \\ f_j \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

$$\mathbf{ku} = \mathbf{f} \quad (3.14)$$

Burada \mathbf{k} eleman direngenlik matrisi, \mathbf{u} düğümsel eleman yer değiştirme vektörü ve \mathbf{f} eleman kuvvet vektörüdür.

3.4. Dinamik Analiz

Sonlu elemanlar analizinde sabit katsayılı diferansiyel denklemlerin çözümü için sınırlı sayıda etkili çözüm yolu mevcuttur. İlgili prosedürler genellikle ikiye ayrılır: direkt entegrasyon metodu ve mod süperpozisyonu.

Direkt entegrasyon metodunda hareket denklemleri adım adım direkt olarak integre edilir. Dinamik denge denklemi, atalet etkisi ve sönümlenme kuvvetlerini içeren ayrık zaman adımları için yazılmaktadır. Yer değiştirme, hızlar ve ivmelerdeki değişimler her bir Δt zaman aralığı için elde edilmektedir. Her bir zaman adımındaki çözüm için sistem doğrusal olarak kabul edilse de, geometrik, malzeme ve temas tanımlamalarındaki sistem doğrusalsızlıkları da dikkate alınmaktadır.

Mod süperpozisyonu metodu ise denge denkleminin genelleştirilmiş yer değiştirme modlarına dönüştürülmesi esasına dayanır. Böylelikle bu yöntemde bir özdeğer probleminin çözümü aranır. Özvektörler ise, sonlu elemanlar modelinin serbest titreşim şekilleridir. Her bir özvektör cevabının süperpozisyonu yapının global cevabını belirtir. Yöntem süperpozisyon kuralına dayandığı için, dinamik olarak yüklenmiş yapının doğrusal cevabı üretilir. Bu çalışmada kullanılan yöntem direkt entegrasyon metodudur ve bu metod ile ilgili ayrıntıya yer verilecektir.

3.5. Açık Çözümlü Yöntem ile Direkt Entegrasyon Metodu

Zamana bağlı dinamik analizlerde, direkt entegrasyon metodu sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir. Bu çalışmada YKEY test simülasyonlarında kullanılan RADIOSS paket programı Newmark zaman entegrasyon yöntemini kullanır.

Bu bölümde ivmeler, hızlar ve yer değiştirmelerin zaman entegrasyonundan bahsedilecektir. İvme, hız ve yer değiştirmelerin hesaplanması için kullanılan genel algoritma hakkında bilgi verilecektir. Stabilitate ve zaman adımı kavramlarına ise daha sonra değinilecektir.

3.5.1. Newmark Metodu

Newmark metodu bir tek adımlı entegrasyon metodudur. Belirli bir zamanda sistemin durumu olan $t_{n+1} = t_n + h$ Taylor formülü kullanılarak hesaplanır:

$$f(t_n + h) = f(t_n) + hf'(t_n) + \frac{h^2}{2}f^{(2)}(t_n) + \dots + \frac{h^s}{s!}f^{(s)}(t_n) + R_s \quad (3.15)$$

$$R_s = \frac{1}{s!} \int_{t_n}^{t_n+h} f^{(s+1)}(\tau)[t_n + h - \tau]^s d\tau \quad (3.16)$$

Aşağıda belirtilen formüller sistemdeki yer değiştirme ve hızları $(t_n + 1)$ zamanı için hesaplamayı sağlar:

$$\dot{u}_{n+1} = \dot{u}_n + \int_{t_n}^{t_{n+1}} \ddot{u}(\tau) d\tau \quad (3.17)$$

$$u_{n+1} = u_n + h\dot{u}_n + \int_{t_n}^{t_{n+1}} (t_{n+1} - \tau)\ddot{u}(\tau) d\tau \quad (3.18)$$

(3.17) ve (3.18) denklemlerindeki integraller aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} \ddot{u}(\tau) d\tau = (1 - \gamma)h\ddot{u}_n + \gamma h\ddot{u}_{n+1} + r_n \quad (3.19)$$

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} (t_{n+1} - \tau)\ddot{u}(\tau) d\tau = \left(\frac{1}{2} - \beta\right)h^2\ddot{u}_n + \beta h^2\ddot{u}_{n+1} + r'_n \quad (3.20)$$

Bu integraller (3.19) ve (3.20) denklemlerinde yerine yazılırsa;

$$\dot{u}_{n+1} = \dot{u}_n + (1 - \gamma)h\ddot{u}_n + \gamma h\ddot{u}_{n+1} \quad (3.21)$$

$$u_{n+1} = u_n + h\dot{u}_n + \left(\frac{1}{2} - \beta\right)h^2\ddot{u}_n + \beta h^2\ddot{u}_{n+1} + r'_n \quad (3.22)$$

γ ve β değerleri için, farklı algoritmalar türetilebilir:

- $\gamma = 0, \beta = 0$: tam açık çözümlü algoritma. Bu algoritmanın sürekli kararsız olduğu söylenebilir. Denklemin kararlı olması için kritik zaman adımı değeri mevcut olmalıdır. Eğer kritik değere eşit veya daha küçük bir zaman adımı mevcutsa sistem bir sonraki zaman adımları için çözüm üretemeyecektir.
- $\gamma = 1/2, \beta = 0$: merkezi farklar algoritması. Bu algoritmanın şartlı olarak kararlı olduğu söylenebilir.
- $\gamma = 1/2, \beta = 1/2$: Fox & Goodwin algoritması.
- $\gamma = 1/2, \beta = 1/6$: doğrusal ivme.
- $\gamma = 1/2, \beta = 1/4$: Ortalama ivme. Bu entegrasyonun maksimum doğrulukla şartsız olarak kararlıdır.

3.5.2. Merkezi Farklar Algoritması

Merkezi farklar algoritması $\gamma = \frac{1}{2}$ ve $\beta = 0$ olduğu durumdaki Newmark algoritmasıdır. Dolayısıyla (3.21) ve (3.22) denklemleri aşağıdaki formda yazılır:

$$\dot{u}_{n+1} = \dot{u}_n + \frac{1}{2}h_{n+1}(\ddot{u}_n + \ddot{u}_{n+1}) \quad (3.23)$$

$$u_{n+1} = u_n + h_{n+1}\dot{u}_n + \frac{1}{2}h_{n+1}^2\ddot{u}_n \quad (3.24)$$

h_{n+1} değeri t_n ve t_{n+1} arasındaki zaman adımındır.

Merkezi farklar algoritmasını 3 zaman adımı ile aşağıdaki formda yazmak mümkündür:

$$\ddot{u}_n = \frac{u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}}{h^2} \quad (3.25)$$

Burada zaman adımı değeri sabittir.

Algoritmik açıdan bakıldığında hız değerlerinin yarım zaman adımı için yazımı daha etkili çözüm elde etmeye olanak sağlar:

$$\dot{u}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{u}\left(t_{n+\frac{1}{2}}\right) = \frac{1}{h_{n+1}}(u_{n+1} - u_n) \quad (3.26)$$

Böylece:

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{h_{n+\frac{1}{2}}}\left(\dot{u}_{n+\frac{1}{2}} - \dot{u}_{n-\frac{1}{2}}\right) \quad (3.27)$$

$$h_{n+\frac{1}{2}} = (h_n + h_{n+1})/2 \quad (3.28)$$

elde edilir.

Zaman entegrasyonu açık çözümlü, \ddot{u}_n ivmesi de biliniyorsa sonraki zaman adımına ait hız ve yer değiştirme değerleri bir önceki zaman adımını kullanarak aşağıdaki gibi elde edilebilir:

- $\dot{u}_{n+\frac{1}{2}}$ denklem (3.21) 'den:

$$\dot{u}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{u}_{n-\frac{1}{2}} + h_{n+\frac{1}{2}}\ddot{u}_n \quad (3.29)$$

Aynı formülasyon rotasyonel hızlar için de kullanılır.

- u_{n+1} ise denklem (3.26)'dan:

$$u_{n+1} = u_n + h_{n+1}\dot{u}_{n+\frac{1}{2}} \quad (3.30)$$

olarak elde edilir. Entegrasyonun doğruluğu h^2 ile belirtilir. Eğer zaman adımı yarıya düşürülürse, sistemin toplam hata miktarı orijinalin dörtte bir oranında olur. h zaman adımı değeri bir çevrimden diğerine değişebilir. İç kuvvetler hesaplandıktan sonra zaman adımı değeri tekrar hesaplanır.

3.5.3. Sayısal Başlangıç Prosedürü

$t = 0$ anında, yer değiştirme değeri u ve hız değeri \dot{u}_0 bilinen başlangıç koşullarıdır. \ddot{u}_n ivmesi ve h_1 zaman adımı hareket denklemleri çözülerek bulunur. Başlangıç zaman adımı h_0 sifira eşitlenirse:

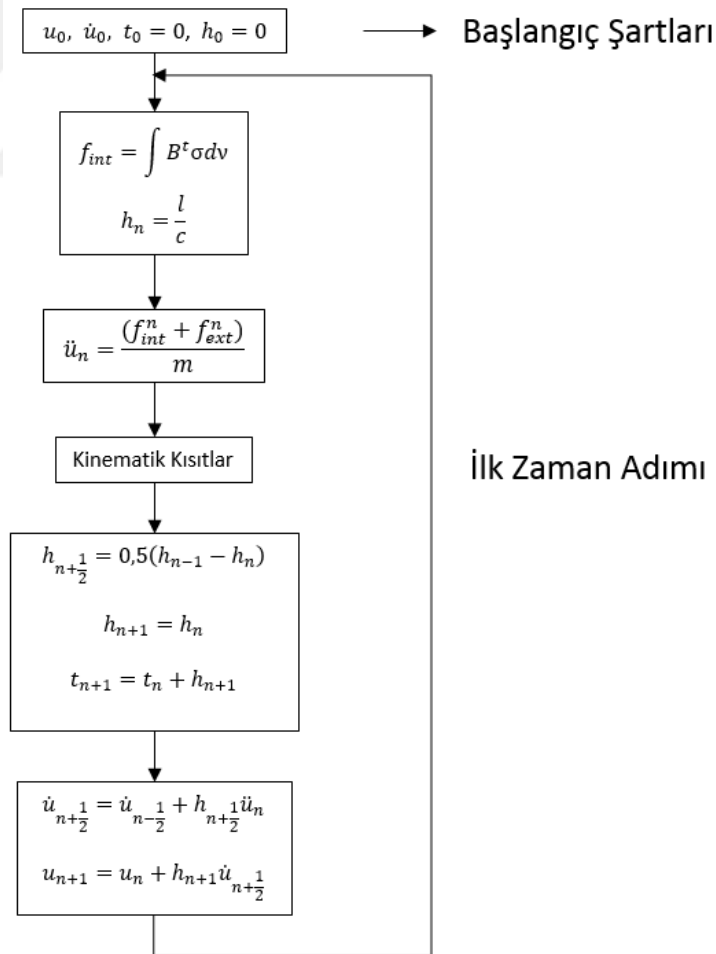
$$h_0 = 0 ; \quad h_{\frac{1}{2}} = \frac{h_1}{2} \quad (3.31)$$

$$\dot{u}_{-\frac{1}{2}} = \dot{u}_0 \quad (3.32)$$

$$\dot{u}_{\frac{1}{2}} = \dot{u}_0 + h_{\frac{1}{2}}\ddot{u}_0 \quad (3.33)$$

3.5.4. Algoritma Akış Şeması

Merkezi farklar algoritmasına ait akış şeması Şekil 3.15’de gösterilmiştir. Eğer kütle matrisi diyagonal ise ivmelerin hesaplanması için doğrusal sistem çözümünün elde edilmesi önceliklidir.



Şekil 3.15 Merkezi Farklar Algoritması Akış Şeması

3.5.5. Nümerik Kararlılık

Nümerik kararlılık tanımı mekanik sistemlerdeki kararlılıkla benzerdir. Eğer başlangıç koşullarında meydana gelen küçük sapmalar nümerik sonuçlarda küçük değişimlere neden oluyorsa sözkonusu nümerik prosedürün kararlı olduğu kabul edilir. Fiziksel kararlılık ve nümerik kararlılık arasındaki farkı yorumlamak ise oldukça önemlidir. Nümerik kararsızlıklar sistemin ana denklemlerindeki ayrıklaştırmadan doğar, fiziksel kararsızlıklar ise nümerik ayrıklaştırmadan bağımsız olarak ana denklemlerin çözümündeki kararsızlıklardır. Genellikle nümerik kararlılık sadece fiziksel olarak kararlı durumlar için incelenir. Dolayısıyla fiziksel olarak kararsız çözümlerde nümerik kararsızlığın doğru bir şekilde takip edilmesi garanti edilemez. Fiziksel olarak kararsız sistemlerin nümerik kararlılığı daha önce yapılan tanımla değerlendirilememektedir. Bunun için, Fiziksel olarak kararlı bir sistem için bir nümerik kararlılık kriteri belirlenir ve kararlı sistem için geliştirilmiş herhangi bir kararlı algoritmanın kararsız bir sistem için de kararlı olduğu kabul edilir.

Diğer taraftan, literatürde zaman integrasyonu yöntemlerinin nümerik kararlılığı da doğrusal olmayan sistemlerin doğrusallaştırılmasının sonucu olarak, doğrusal ve ekstrapole edilmiş doğrusal olmayan durumlar için tartışılmıştır. Genel kabul ise, eğer bir nümerik metot doğrusal bir sistem için kararsız ise, bu metot doğrusal durumların doğrusal olmayan durumların parçası olduğu doğrusal olmayan sistemler için de kararsız olacaktır. Dolayısıyla, nümerik prosedürlerin doğrusal sistemler için kararlılığı onların genel doğrusal olmayan durumlardaki davranışına ilişkin faydalı bir rehber olacaktır.

Merkezi farklar zaman entegrasyonu yönteminin kararlılığı üzerinde çalışmak için, denklemlerin çözümünün adım adım çözüm prosedürü boyunca yapay bir şekilde büyümemesini sağlayan gerekli şartlar belirlenmelidir. Kararlılık ayrıca entegrasyondan kaynaklanmayan, bilgisayardaki yuvarlatma hatası olarak da ifade edilir. Zaman adımının, en yüksek frekanslı komponentin cevabını doğru bir şekilde entegre edebilecek kadar küçük olduğundan emin olunmalıdır.

3.5.6. Açık Çözümlü Yöntemin Kararlılığı

Direkt entegrasyon metodunda, t_n anında önceki adımlar için çözümler mevcuttur ve $t_{n+1} = t_n + \Delta t$ anı için çözüm hesaplanır. Yer değiştirmeler, hızlar ve ivmeler ile ilgili

denklemler ayrık zaman adımı için merkezi farklar zaman entegrasyonu kullanılarak kısım 3.5.2' de yazılmıştı. Bu denklemler aşağıdaki formda tekrar yazılabilir.

$$\dot{u}^{n+1} = \dot{u}^n + \frac{\Delta t}{2} (\ddot{u}^n + \ddot{u}^{n+1}) = \dot{u}^{n+\frac{1}{2}} + \frac{\Delta t}{2} \ddot{u}^{n+1} \quad (3.34)$$

$$u^{n+1} = u^n + \Delta t \dot{u}^n + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{u}^n = u^n + \Delta t \dot{u}^{n+\frac{1}{2}} \quad (3.35)$$

Kararlılık çalışmaları için amaç, üç adet zaman adımı için yer değiştirmeleri ilişkilendiren tekrarlamalı ardışık bağıntı bulmaktır:

$$\begin{bmatrix} u^{n+1} \\ u^n \end{bmatrix} = [A] \begin{bmatrix} u^n \\ u^{n-1} \end{bmatrix} + [L] \quad (3.36)$$

Burada $[A]$ amplifikasyon matrisi olarak isimlendirilir. Bu matrisin spektral analizi entegrasyon yönteminin kararlılığına işaret eder. Nümerik yöntemin kararlılığı $[A]$ matrisinin 2x2 genel formu kullanılarak çalışılabilir:

$$[A] = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

Daha sonrasında ise, ilgili denklemler sistemde sönüm olup olmadığı durumlara göre geliştirilebilir. $[A]$ matrisinin özdeğerleri karakteristik polinom denkleminde hesaplanabilir:

$$\det[A - \lambda I] = 0 \quad (3.38)$$

$$\lambda^2 - 2A_1\lambda + A_2 = 0 \quad (3.39)$$

Burada;

$$A_1 = \frac{1}{2} \text{tr}[A] = \frac{1}{2} (A_{11} + A_{22})$$

$$A_2 = \det[A] = A_{11}A_{22} - A_{12}A_{21}$$

Özdeğerler aşağıdaki formda elde edilebilir:

$$\lambda_{1,2} = A_1 \mp \sqrt{A_1^2 - A_2} \quad (3.40)$$

Eğer $A_1^2 < A_2$ ise özdeğerler karmaşık eşlenik, $A_1^2 = A_2$ ise özdeğerler gerçektir ve özdeş, $A_1^2 > A_2$ ise özdeğerler gerçektir ve farklıdır. (A_1, A_2) için $\rho([A]) = \max(|\lambda_i(A_1, A_2)|) \leq 1$ olan kararlılık alanı belirlenir. Bu alanın sınırları $\rho([A]) = 1$ sağlayan (A_1, A_2) tarafından verilmektedir. Üç durum için inceleme yapılacaktır:

(a) Köklerin Gerçek ve Bir Adet Kökün 1'e Eşit Olma Durumu

Bu durumda:

$$1 - 2A_1 + A_2 = 0 \quad (3.41)$$

Denklem çözümüne devam edilirse:

$$A_2 = 2A_1 - 1$$

$$\lambda_1 = 1$$

$$\lambda_2 = A_2 \quad (3.42)$$

Kararlılık alanının sınırının karşılık gelen kısmı analitik olarak kademeli bir şekilde $1 - 2A_1 + A_2 = 0$ ve $-1 \leq A_2 \leq 1$ olarak belirtilebilir.

(b) Köklerin Gerçek ve Bir Adet Kökün -1'e Eşit Olma Durumu

Bu durumda:

$$1 + 2A_1 + A_2 = 0 \quad (3.43)$$

Elde edilir. Denklem çözümüne devam edilirse:

$$A_2 = -2A_1 - 1$$

$$\lambda_1 = -1$$

$$\lambda_2 = -A_2 \quad (3.44)$$

Kararlılık alanının sınırının karşılık gelen kısmı analitik olarak kademeli bir şekilde $1 + 2A_1 + A_2 = 0$ ve $-1 \leq A_2 \leq 1$ olarak belirtilebilir.

(c) Köklerin Karmaşık Olma Durumu

Köklerin modları 1'e eşittir. Daha sonrasında $\lambda_{1,2} = e^{\pm i\alpha}$ bağıntısı kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\begin{aligned}
 0 &= e^{2i\alpha} - 2A_1 e^{i\alpha} + A_2 \\
 &= (\cos 2\alpha - 2A_1 \cos \alpha + A_2) + i(\sin 2\alpha - 2A_1 \sin \alpha) \\
 &= (2 \cos \alpha (\cos \alpha - A_1) + A_2) + i(2 \sin \alpha (\cos \alpha - A_1)) \quad (3.45)
 \end{aligned}$$

Böylece:

$$\begin{aligned}
 2 \cos \alpha (\cos \alpha - A_1) + A_2 - 1 &= 0 \\
 2 \sin \alpha (\cos \alpha - A_1) &= 0 \quad (3.46)
 \end{aligned}$$

Elde edilir. $\sin \alpha \neq 0$ olduğu için,

$$\begin{aligned}
 A_1 &= \cos \alpha \\
 A_2 &= 1 \quad (3.47)
 \end{aligned}$$

Kararlılık alanının sınırının karşılık gelen kısmı analitik olarak kademeli bir şekilde $1 + 2A_1 + A_2 = 0$ ve $-1 \leq A_2 \leq 1$ olarak belirtilebilir.

Bahsi edilen üç durum sınırlı bir alan tanımlamaktadır. $A_1 = A_2 = 0$ noktası bu sınırlı alanda yer alır ve bu durumda $\rho([A]) = 0$ olur. $\rho([A])$ değeri A_1 ve A_2 'ye göre sürekli değişken olduğu için, kararlılık bölgesi sözkonusu sınırlı alanın iç tarafında konumlanır. Kararlılık alanı Şekil 3.16'de gösterilmiştir.

ve;

$$\ddot{u}^n = \frac{u^{n+1} - 2u^n + u^{n-1}}{\Delta t^2} \quad (3.51)$$

elde edilir. Bu bağıntılar denklem (3.49)'de yerine yazılırsa,

$$m \frac{u^{n+1} - 2u^n + u^{n-1}}{\Delta t^2} + ku^n = f^n \quad (3.52)$$

Elde edilen bu bağıntı denklem (3.38) formunda tekrar yazılabilir. Bu durumda amplifikasyon matrisi ile ilgili aşağıdaki ifade elde edilmiş olur:

$$[A] = \begin{bmatrix} 2 - \omega^2 \Delta t^2 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

Burada $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ sözkonusu moda ait açısal frekanstır.

Denklem (3.32) ile karşılaştırıldığı zaman, $A_1 = 1 - \frac{\omega^2 \Delta t^2}{2}$ ve $A_2 = 1$ elde edilir.

Kararlılık için ise aşağıdaki eşitsizlik kullanılabilir:

$$-1 < 1 - \frac{\omega^2 \Delta t^2}{2} < 1 \quad (3.54)$$

$\omega \neq 0$ olduğu durumda yukarıdaki eşitsizliğin sağ tarafı her zaman doğrudur. $\omega = 0$ olduğu durumda ise entegrasyon yöntemi kararsızdır. Bu durumda sistemin analitik çözümü sonsuza gider. Eşitsizliğin çözümü sol tarafı aşağıdaki şekildedir:

$$\Delta t < \frac{2}{\omega} \quad (3.55)$$

3.5.8. Visköz Sönümlü Sistemlerin Tam Zaman Adımlarındaki Hızlarda Kararlılığı

n zaman adımındaki dinamik denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$m\ddot{u}^n + c\dot{u}^n + ku^n = f^n \quad (3.56)$$

Aşağıdaki denklemleri kullanarak:

$$u^{n+1} = u^n + \Delta t \dot{u}^{n+\frac{1}{2}}$$

$$u^n = u^{n-1} + \Delta t \dot{u}^{n-\frac{1}{2}} \quad (3.57)$$

$$u^{n+1} - u^{n-1} = \Delta t \left(\dot{u}^{n+\frac{1}{2}} + \dot{u}^{n-\frac{1}{2}} \right) \quad (3.58)$$

Hızlar için, aşağıdaki denklemler yazılır:

$$\dot{u}^n = \dot{u}^{n-\frac{1}{2}} + \frac{\Delta t}{2} \ddot{u}^n$$

$$\dot{u}^{n+\frac{1}{2}} = \dot{u}^n + \frac{\Delta t}{2} \ddot{u}^n \quad (3.59)$$

Daha sonrasında da aşağıdaki denklem elde edilmiş olur:

$$\dot{u}^n = \frac{1}{2} \left(\dot{u}^{n-\frac{1}{2}} + \dot{u}^{n+\frac{1}{2}} \right) = \frac{1}{2\Delta t} (u^{n+1} - u^{n-1}) \quad (3.60)$$

Bu denklemlerin (3.56)'de yerine konmasıyla yer değiştirmeler ile ilgili aşağıdaki denklem elde edilmiş olur:

$$m \frac{u^{n+1} - 2u^n + u^{n-1}}{\Delta t^2} + \frac{c}{2\Delta t} (u^{n+1} - u^{n-1}) + ku^n = f^n \quad (3.61)$$

Bu denklem amplifikasyon matrisi yalnız bırakılacak şekilde aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$[A] = \begin{bmatrix} \frac{2 - \omega^2 \Delta t^2}{1 + \frac{c\Delta t}{2m}} & \frac{-1 + \frac{c\Delta t}{2m}}{1 + \frac{c\Delta t}{2m}} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

Böylelikle $A_1 = \frac{1 - \omega^2 \Delta t^2}{1 + \frac{c\Delta t}{2m}}$ ve $A_2 = \frac{1 - \frac{c\Delta t}{2m}}{1 + \frac{c\Delta t}{2m}}$ bağıntıları elde edilir.

(3.48)'deki şartlar kullanılarak kararlılık için aşağıdaki eşitsizlikler elde edilir:

$$-\frac{1}{1 + \frac{c\Delta t}{2m}} \leq \frac{1 - \frac{\omega^2 \Delta t^2}{2}}{1 + \frac{c\Delta t}{2m}} \leq \frac{1}{1 + \frac{c\Delta t}{2m}} \quad (3.63)$$

$$-1 \leq \frac{1 - \frac{c\Delta t}{2m}}{1 + \frac{c\Delta t}{2m}} < 1$$

İkinci ifade $c > 0$ olduğu her durum için geçerlidir. Aynı durum ilk eşitsizliğin sağ tarafı için de geçerlidir. İlk eşitsizliğin sol tarafı için ise aşağıdaki zaman adımı şartı sağlanmalıdır:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega} \quad (3.64)$$

Burada dikkat edilmesi gereken husus denklem (3.66)' un tam zaman adımlarındaki düğüm noktası hızlarını hesaplamada geçerli olduğudur. Açık çözümlü yöntemlerde ise genellikle yarı zaman adımlarındaki $\dot{u}^{n+\frac{1}{2}}$ ve $\dot{u}^{n-\frac{1}{2}}$ hızları kullanılır.

3.5.9. Viskoz Sönümlü Sistemlerin Yarı Zaman Adımlarındaki Hızlarda Kararlılığı

Sönüm etkilerinin ihmal edilemediği durumlarda, temel olarak aynı hesaplama prosedürünü elde edebilmek için ayrılmış denge denklemleri kurmak gerekir. Pahalı bir teknik olan ve pratikte kullanılmayan tam modal projeksiyon durumu haricinde, sönüm matrisi $[C]$ diagonal değildir. Entegrasyon algoritması tarafından verilen hızlar ile birlikte viskoz kuvvetlerin hesabı için $[M] + \frac{\Delta t}{2} [C]$ matrisinin tersinin alınması gereklidir. Genellikle viskoz kuvvetler ilgili zaman noktasından yarım zaman adımı kadar gerideki zaman noktalarında açık çözümlü olarak çözülür. Bu durumda n anındaki denge denklemini aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$m\ddot{u}^n + c\dot{u}^{n-\frac{1}{2}} + ku^n = f^n \quad (3.65)$$

Entegrasyon algoritması ise aşağıdaki eşitliğin yazılmasına imkan verir:

$$\dot{u}^{n-\frac{1}{2}} = \frac{1}{\Delta t} (u^n - u^{n-1}) \quad (3.66)$$

Daha sonrasında ise, amplifikasyon matrisi için aşağıdaki denklem elde edilir:

$$[A] = \begin{bmatrix} 2 - \omega^2 \Delta t^2 - \frac{c\Delta t}{m} & -1 + \frac{c\Delta t}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.67)$$

Burada $A_1 = 1 - \frac{\omega^2 \Delta t^2}{2} - \frac{c\Delta t}{m}$ ve $A_2 = 1 - \frac{c\Delta t}{m}$ olmaktadır.

Kararlılık için ise denklem (3.48)'deki şartlar kullanılarak aşağıdaki eşitsizlikler elde edilir:

$$-1 + \frac{c\Delta t}{2m} \leq 1 - \frac{\omega^2 \Delta t^2}{2} - \frac{c\Delta t}{2m} \leq 1 - \frac{c\Delta t}{2m} \quad (3.68)$$

$$-1 \leq 1 - \frac{c\Delta t}{m} < 1$$

Eşitsizliklerin sağ tarafları önceki koşulların sağlandığı her durum için geçerlidir. Eşitsizliklerin sol tarafları ise zaman adımı için aşağıdaki iki eşitsizliği yazmaya imkan verir:

$$\Delta t \leq \frac{-\frac{c}{m} + \sqrt{\frac{c^2}{m^2} + 4\omega^2}}{\omega^2}, \quad \Delta t \leq \frac{2m}{c} \quad (3.69)$$

Ek olarak, Kritik zaman adımı sadece ω 'ya değil kütle ve sönüme de bağlıdır. Yalnızca daha önceki bölümde bahsedildiği gibi viskoz kuvvetlerin hesabı için belirlenmiş hız değerlerinin kullanıldığı durumda kritik zaman adımı sadece ω 'ya bağlıdır.

3.5.10. Rayleigh Sönümü Kullanıldığı Durumda Nümerik Kararlılık

Sonlu elemanlar modelinin dinamik yanıtını oluşturan doğrusallaştırılmış denge denklemleri hareket denkleminde aşağıdaki formda elde edilebilir:

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\} \quad (3.70)$$

Adım adım direkt zaman entegrasyonunda, açık çözümlü olarak sönüm matrisi $[C]$ 'nin elde edilmesi önemlidir. Rayleigh sönüm metodu, $[C]$ matrisinin aşağıdaki bağıntıya göre hesaplandığını kabul eder:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (3.71)$$

Burada $[C]$ sistemin viskoz sönümü,

$[M]$ kütle matrisi,

$[K]$ direngenlik matrisidir.

Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi, zaman adımlarındaki hızları kullanarak viskoz kuvvetlerin hesabı, çözüm prosedüründe tersi alınan ve diagonal olmayan $[C]$ matrisini elde etmeyi sağlar. Yüksek maliyetli işlemlerden kaçınmak adına, diagonal matris elde etmek için basitleştirmeler yapılır. Rayleigh denklemini denklem (3.70)'de yerine koyarak, $\beta[K]$ terimi için yarı zaman adımlarındaki hızları kullanarak ve $\alpha[M]$ terimi için düğüm noktalarında tam zaman adımlarındaki hızları kullanarak aşağıdaki ifade elde edilir:

$$[M]\{\ddot{u}^n\} + \alpha[M]\{\dot{u}^n\} + \beta[K]\left\{\dot{u}^{n-\frac{1}{2}}\right\} + [K]\{u^n\} = \{f^n\} \quad (3.72)$$

Bir boyutlu hareket denklemini düğüm noktasında elde etmek için denge denklemini aşağıdaki gibi yazılır:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = f \quad (3.73)$$

Burada m modal kütle, c modal sönüm ve k düğüm noktası direngenliğidir. Bu bağıntıdan hareketle yer değiştirmeler için aşağıdaki ifade elde edilir:

$$m \frac{u^{n+1} - 2u^n + u^{n-1}}{\Delta t^2} + \frac{\alpha m}{2\Delta t} (u^{n+1} - u^{n-1}) + \frac{\beta k}{\Delta t} (u^n - u^{n-1}) + ku^n = f^n \quad (3.74)$$

Amplifikasyon matrisi ise:

$$[A] = \begin{bmatrix} \frac{2 - \omega^2 \Delta t^2 - \beta \omega^2 \Delta t}{1 + \frac{\alpha \Delta t}{2}} & \frac{-1 + \frac{\alpha \Delta t}{2} + \beta \omega^2 \Delta t}{1 + \frac{\alpha \Delta t}{2}} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.75)$$

Bu durumda aşağıdaki eşitsizlikler elde edilir:

$$\frac{-1 + \frac{\beta\omega^2\Delta t}{2}}{1 + \frac{\alpha\Delta t}{2}} \leq \frac{1 - \frac{\omega^2\Delta t^2}{2} - \frac{\beta\omega^2\Delta t}{2}}{1 + \frac{\alpha\Delta t}{2}} \leq \frac{1 - \frac{\beta\omega^2\Delta t}{2}}{1 + \frac{\alpha\Delta t}{2}} \quad (3.76)$$

$$-1 \leq \frac{1 - \frac{\alpha\Delta t}{2} - \beta\omega^2\Delta t}{1 + \frac{\alpha\Delta t}{2}} < 1 \quad (3.77)$$

Bu eşitsizliklerin sol tarafları kullanıldığında zaman adımı için aşağıdaki formüller yazılabilir:

$$\Delta t \leq \frac{-\beta\omega + \sqrt{\beta^2\omega^2 + 4}}{\omega}, \quad \Delta t \leq \frac{2}{\beta\omega^2} \quad (3.78)$$

Zaman adımı hesabında sönüm değerine sadece $\beta[K]$ katkısını dikkate almak, $\alpha[M]$ katkısının tam hız değerleri ile kullanılmasından ötürü mantıklıdır. Yarı zaman adımlarında Rayleigh sönümünün kullanılması ile birlikte kararlılık şartları aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Delta t \leq \frac{-\alpha - \beta\omega^2 + \sqrt{(\alpha + \beta\omega^2)^2 + 4\omega^2}}{\omega}, \quad \Delta t \leq \frac{2}{\alpha + \beta\omega^2} \quad (3.79)$$

3.5.11. Courant Koşuluna Göre Stabilite

Bu çalışmada kullanılan RADIOSS paket programı elemanlarda toplu kütle yaklaşımını kullanır. RADIOSS tarafından kullanılan çözüm yöntemi şartlı olarak kararlı olan merkezi farklar entegrasyon yöntemidir.

Daha önceki bölümlerde kararlılık şartına değinilmiştir. Sönümsüz sistemler için, aşağıdaki şekilde kapalı formda yazılabilir:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}} \quad (3.80)$$

Burada ω_{max} sistemin en yüksek açısal frekansıdır:

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (3.81)$$

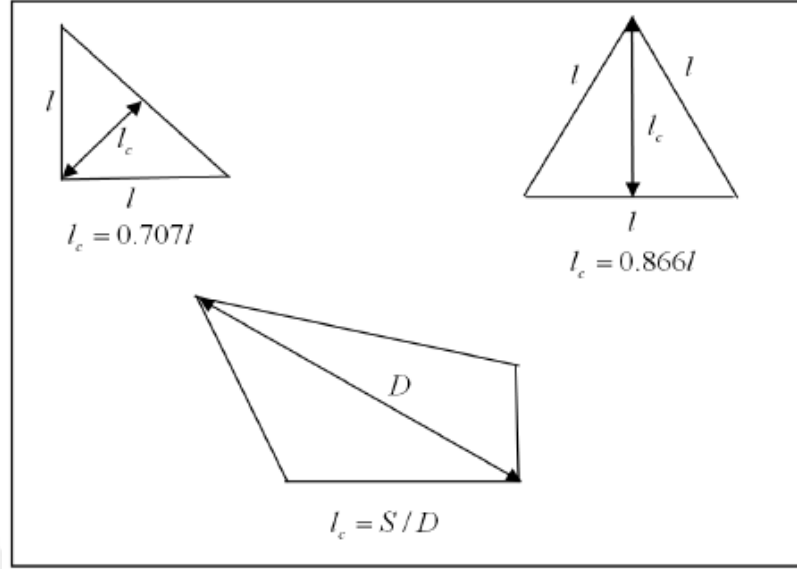
Burada K ve M sırasıyla sistemin direngenlik ve kütle matrisleridir.

Denklem (3.80)'de verilen zaman adımı kısıtlaması Bölüm (3.5.6)'da anlatıldığı üzere doğrusal bir sistem için türetilmişti, fakat aynı sonuç verilen zaman adımında çözüm doğrusal olduğu için doğrusal olmayan analize de uygulanabilir. Doğrusal olmayan analizlerde direngenlik özellikleri çözüm boyunca değişmektedir. Malzeme ve geometrideki bu değişimler ω_{max} değerini ve dolayısıyla ilgili zamandaki kritik zaman adımını etkilemektedir.

Zaman entegrasyon yönteminin kararlılığı analiz edilecek olan probleme de bağlıdır. Örneğin dalga yayılımı analizlerinde, sistemde yüksek sayıda frekans tahrik edilmektedir. Ancak bu durum yapısal dinamik problemlerde her zaman geçerli olmamaktadır. Bir dalga yayılımı probleminde, zaman adımı sonlu elemanlar çözüm ağındaki her bir frekansı tahrik edecek kadar küçük olmalıdır. Bu durum, şok dalgasının çözüm ağındaki hiçbir elemanı kaçırmamasını garanti edecek kadar kısa zaman adımı kullanmayı gerektirir. Zaman adımı aşağıdaki bağıntı kullanılarak sınırlandırılır:

$$\Delta t \leq \frac{l_c}{c} \quad (3.82)$$

Burada l_c karakteristik eleman boyutudur ve eleman üzerinden geçerken düğüm noktasına olan en kısa yolu tarif eder. c malzeme içindeki ses hızı, Δt ise zaman adımındır. Şekil 3.17'de farklı eleman çeşitleri için karakteristik eleman boyutu görülebilir.



Şekil 3.17 Karakteristik Eleman Boyutu

3.6. YKEY Tasarım Optimizasyonu

3.6.1. Optimizasyon Tanımı ve Kullanım Alanları

Optimizasyon ya da eniyileme, en genel olarak belirli alternatif çözümler arasından en uygun olanını seçmek anlamına gelmektedir. En uygun tanımı ise bir amaç fonksiyonunun en küçüklenmesi (minimizasyon) yada en büyüklenmesi (maksimizasyon) anlamına gelmektedir. Matematiksel olarak ifade etmek gerekirse optimizasyon terimi, bir fonksiyonu en büyük ya da en küçük yapan optimum değerlerin, problem kısıtlarına uygun olacak şekilde belirli bir reel ya da tamsayı aralığında bulunması işlemidir. Bir çok problemde en mükemmel sonucu veren değişkenleri elde etmek mümkün olmayabilir. Bu durumda verilen kısıtlamalara uygun olan ve belirlenen bir aralıkta bulunan değişkenler elde edilmelidir.

Bir optimizasyon probleminin çözülmesi sırasında en önemli aşama problemin matematiksel olarak doğru bir şekilde formülize edilebilmesidir. Problemin en uygun çözümüne ulaşabilmek, ilk önce problemin matematiksel olarak doğru bir şekilde modellenmesine bağlıdır. Optimizasyon probleminin doğru modellenmesi için tasarım değişkenleri, kısıt ve amaç fonksiyonları doğru tanımlanmalıdır. Örnek olarak bir optimizasyon yöntemi aşağıdaki gibi formülize edilebilir:

$$z = f(x) \quad (3.83)$$

$$h_j(x) = 0 \quad j = 1, 2, \dots, p \quad (3.84)$$

$$g_k(x) \leq 0 \quad k = p + 1, \dots, m \quad (3.85)$$

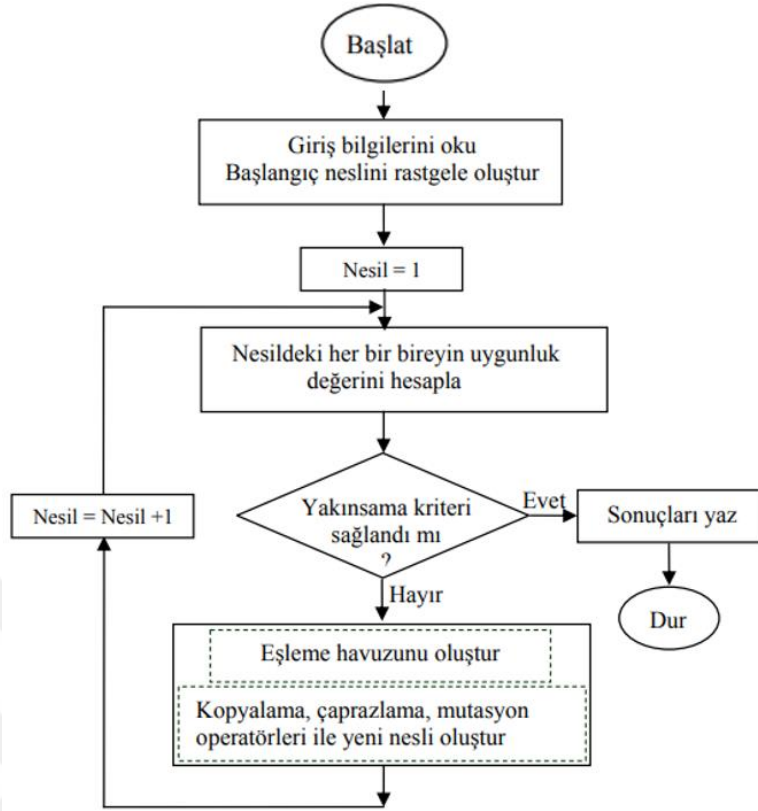
$$x_i \in X, \quad X = (x_1, x_2, \dots, x_q) \quad (3.86)$$

Burada h_j eşitlik kısıtlarını, g_k eşitsizlik kısıtlarını, X tasarım değişkenlerini, q değişkenlerin toplam sayısını ve m sınırlayıcı sayısını ifade eder (Çiftçioğlu ve Doğan 2017).

3.6.2. Genetik Algoritmalar

Yeniay (2001) tarafından aktarıldığı üzere; genetik algoritmaların temel prensipleri ilk kez 1970'li yıllarda Michigan Üniversitesi'nde John Holland tarafından ortaya konulmuştur. Kavramsal olarak doğada türlerin evriminin bir benzetimi olarak düşünülebilir. Genetik algoritma teorisi ve uygulamaları, çok sayıda konferans ve bilimsel yayınlarda değinilen bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır.

Genetik algoritmalar, problemin olası her bir çözümü için bireylerin popülasyonu ile çalışırlar. Her bir olası çözüm ikili olarak ya da gerçek formatta kodlanmaktadır. Bu sayı dizileri analogik olarak doğadaki kromozomlar ile eşdeğerdir. Sayı dizileri genetik algoritma literatüründe bireyler ya da çözümler olarak adlandırılırlar. Birey içindeki her bir elemana gen adı verilir. Popülasyondaki bireyler evrimsel süreç içinde genetik algoritma işleyicileri tarafından belirlenirler. Genetik algoritma tipik olarak Şekil 3.18'de şematik olarak gösterilen iteratif bir yöntemle çalışırlar.



Şekil 3.18 Genetik Algoritma Akış Diyagramı (Artar ve Daloğlu 2015)

Bir optimizasyon problemi için genetik algoritma oluşturmanın ilk adımı, eşit sayıda elemanlar içeren her bir olası çözümü sayı dizisi formunda ortaya çıkarmaktır. Her bir sayı dizisi, olası çözümler uzayında rastgele bir noktayı temsil eder. Bu parametreleri kodlamak için ikili kod ya da gerçek kod oluşturma yöntemleri mevcuttur.

3.6.3. Genetik Algoritma Temel Parametreleri

Başlangıç Popülasyonu: Genellikle başlangıç popülasyonu rastgele olarak oluşturulur. Bazı uygulamalarda ise, başlangıç popülasyonu birtakım farklı yöntemler kullanılarak oluşturulurlar. Verilen arama uzayında en iyi çözüm mevcut olmasa bile, başlangıç popülasyonu çözüm olabilecek çeşitli çözüm varyasyonlarını içerecek kadar geniş bir alana yayılmış olmalıdır. Başlangıç aşamasında çözülecek olan problemin büyüklüğüne bağlı olarak popülasyondaki sayı dizileri adedi (N) oluşturulur.

Uygunluk Değeri: Uygunluk fonksiyonu çözülecek her bir probleme göre bölünmelidir. Elde edilen bir kromozom için, uygunluk fonksiyonu çözüm için belirli bir uygunluğa

sahip tek bir nümerik uygunluk değerine dönüşmektedir. Her popülasyon üretimi için birey seçimi buna göre yapılır.

Seçim: Popülasyon içindeki tüm bireyler değerlendirildiğinde, bireylerin uygunlukları seçimin temelini oluşturur. Seçim işlemi, uygunluk değerlerine göre sayı dizilerine bir sonraki jenerasyon içerisinde yer alma imkanı tanır. Sayı dizilerinin uygunluk değeri, uygunluk fonksiyonu kullanılarak hesaplanır. Her birey için uygunluk değeri hesaplandıktan sonra, aşağıdaki formüle göre hesaplanan bir olasılık değeri oluşturulur:

$$P_i = \frac{f_i}{\sum_{i=1}^N f_i} \quad (3.87)$$

Burada f_i her bir bireyin uygunluk değeri, $\sum_{i=1}^N f_i$ ise popülasyonun toplam uygunluk değeridir. Son olarak, kümülatif bir olasılık değeri popülasyon bireylerinin uygunluklarını göz önünde bulundurarak aşağıdaki denkleme göre elde edilir:

$$c_i = \sum_{k=1}^i P_k \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (3.88)$$

Genetik İşleyiciler: Hangi seçim yöntemi uygulanırsa uygulansın, yeni bir çözüm yöntemi elde edilmemektedir. Bir önceki jenerasyondan seçilen iki bireyden bir sonraki jenerasyonda onları temsil edecek yeni birey oluşturulur. Bu işlem çaprazlama ve mutasyon olarak adlandırılan işleyiciler vasıtasıyla gerçekleştirilir.

Çaprazlama: Çaprazlama işlemi seçilen kromozomlardaki bazı sayı dizilerini birbirleriyle yer değiştirerek yeni kromozomlar üretme işlemidir. Çaprazlama işlemi tüm bireylere uygulanmamaktadır. Seçilen kromozomlardaki olasılık değerlerine bakılır ve belirli bir olasılık değerinin altındaki kromozomlar çaprazlama işlemine tabi tutulmazlar.

Mutasyon: Seçim ve çaprazlama işlemleri sadece kromozomlardaki genleri karıştırarak yeni kromozomlar elde ederler. Ancak başlangıç popülasyonu seçimine de bağlı olarak, oluşturulan yeni kromozomlardaki gen varyasyonunun genetik algoritmanın tüm popülasyonu taramasına imkan verdiği kesin olarak söylenemez. Örneğin, popülasyondan seçilen tüm çözümler 0 değerinden oluşuyorsa, çaprazlama yoluyla 1 değeri elde etmek imkansızdır. Bu durumda çeşitliliği korumak ve genetik bilgi kaybını önlemek adına mutasyon işlemi gerçekleştirilir.

Durdurma Kriteri: Evrimsel hesaplama süreci boyunca seçim, çaprazlama, mutasyon ve uygunluk ölçümü işlemleri iteratif olarak elde edilen her jenerasyon için tekrarlanmaktadır ve genellikle popülasyonun toplam uygunluk değeri artmakta olup popülasyondaki genler daha iyileşmiş sonuçlar üretmektedir. Durdurma kriteri olarak toplam evrimsel iterasyon sayısı, iki jenerasyon arasındaki varyasyon miktarı ya da önceden belirlenmiş bir uygunluk değeri kullanılabilir.

3.6.4. Dizayn Değişkenlerinin Belirlenmesi

Bu çalışmada optimizasyon probleminin kurulumu ve çözümü HyperStudy yazılımı paket programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. HyperStudy yazılımı genellikle belli girdilere karşı çıktı üreten hazır algoritmaları kullanarak bu algoritmalarındaki girdileri değiştirerek optimum çıktılar elde etmektedir. Bu çalışma kapsamında kullanılacak algoritma RADIOSS sonlu elemanlar analiz yazılımıdır ve bu yazılım kullanılarak çözdürülecek olan modeller ilk etapta HyperStudy paket programına tanıtılmıştır. Modeller tanıtıldıktan sonra dizayn değişkenleri ayarlanmasını gösteren görsel Şekil 3.19’ da mevcuttur.

	Active	Label	Varname	Model Parameter	Model Type	Data Type	Mode	Values	Distribution Role	
1	<input checked="" type="checkbox"/>	th_dis_boru	m_2.varname_1	m_2.varname_1	{}	Parameterized File	Real	Discrete	2, 3, 4, 5, 6, 7	... U L E + Design
2	<input checked="" type="checkbox"/>	th_ic_boru	m_2.varname_2	m_2.varname_2	{}	Parameterized File	Real	Discrete	0,001, 1, 2, 4	... U L E + Design
3	<input checked="" type="checkbox"/>	th_yan_plakalar	m_2.varname_3	m_2.varname_3	{}	Parameterized File	Real	Discrete	2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10	... U L E + Design
4	<input checked="" type="checkbox"/>	th_ic_dik_plakalar	m_2.varname_4	m_2.varname_4	{}	Parameterized File	Real	Discrete	2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10	... U L E + Design
5	<input checked="" type="checkbox"/>	th_dik_ara_plaka	m_2.varname_5	m_2.varname_5	{}	Parameterized File	Real	Discrete	2, 3, 4, 5, 6, 7, 8	... U L E + Design
6	<input checked="" type="checkbox"/>	th_yatay_ara_plaka	m_2.varname_6	m_2.varname_6	{}	Parameterized File	Real	Discrete	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8	... U L E + Design
7	<input checked="" type="checkbox"/>	th_kare_profil	m_2.varname_7	m_2.varname_7	{}	Parameterized File	Real	Discrete	3, 4, 5, 6	... U L E + Design
8	<input checked="" type="checkbox"/>	th_ic_support	m_2.varname_8	m_2.varname_8	{}	Parameterized File	Real	Discrete	2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10	... U L E + Design
9	<input checked="" type="checkbox"/>	shape_takoz	m_2.shape_takoz	m_2.shape_takoz	{}	Parameterized File	Real	Continuous	N/A	... U L E + Design
10	<input checked="" type="checkbox"/>	shape_support	m_2.shape_supp...	m_2.shape_supp...	{}	Parameterized File	Real	Continuous	N/A	... U L E + Design

Şekil 3.19 HyperStudy Yazılımında Dizayn Değişkenlerinin Atanması

3.6.5. DOE (Deney Tasarımı)





Dizayn değişkenlerinin aldıkları değerlerin optimizasyon probleminde amaç ve kısıt parametreleri üzerindeki etkisini anlamak büyük önem arz etmektedir. Parametrik optimizasyon çalışmasının ilk aşamasında bir kez nominal analiz yapıldıktan sonra ilgili yazılımdan elde edilen çıktıların hangilerinin kısıt ve amaç parametresi olacağı belirlenmişti. Dizayn değişkenlerinin bu çıktılar üzerindeki etkisini anlamak için değişkenlerin belli değerlerine karşılık çıktıların aldığı değerleri tespit etmek gereklidir. Bu sayede eğer istenirse çıktılar üzerinde etkili olmayan bazı dizayn değişkenleri işlem kalabalığından kurtulmak adına elimine edilebilmektedir. Bunun için genellikle izlenen yol dizayn değişkenlerinin alt – üst değerlerinin her biri için analizi bir kez koğturmaktır. Ancak dizayn değişkeni sayısının fazla olduğu durumlarda bu yöntem oldukça fazla zaman almaktadır. Örneğin sözkonusu çalışmada 10 adet dizayn değişkeni mevcuttur. Her bir dizayn değişkeninin alt – üst değerleri için analiz yapmak gerekirse $2^{10} = 1024$ adet simülasyon yapılması gerekir. Bu da oldukça fazla zaman alan bir süreçtir. Her dizayn değişkeninin alt – üst değeri için çözüm yapmayı gerektiren bir “tam faktöryel” deney tasarımı yerine dizayn değişkenlerinin birtakım etkileşim etkilerini ihmal ederek yapılacak analiz sayısını düşürmeyi amaçlayan diğer bir yöntem deney tasarımında “kesirli faktöryel” olarak adlandırılır. HyperStudy yazılımında deney tasarımı yöntemi seçimini gösteren görsel Şekil 3.20’de mevcuttur.

Mode	Label	Vname	Details	Value
1	Modified Extensible Lattice Sequence	Mels		
2	D - Optimal	DOpt		
3	Fractional Factorial	FracFact		Resolution IV
4	Full Factorial	FullFact		Number of runs 24
5	Plackett Burman	PlackBurm		Use Inclusion Matrix <input type="checkbox"/>
6	Taguchi	Taguchi		
7	Central Composite	Ccd	Discrete and Categorical variables...	
8	Box Behnken	Box	Exceeds maximum of (7) variables.	
9	Latin HyperCube	LatinHyperCube		
10	Hammersley	Hammersley		
11	User Defined	User		
12	Run Matrix	RunMatrix		
13	None	None		

Şekil 3.20 HyperStudy Deney Tasarım Yöntemi Seçimi

3.6.6. Eğri Uydurma

Deney tasarımı aşamasında dizayn değişkenlerinin farklı değerleri için çıktıların aldığı değerler belirlenmişti. Çıktıların istenen değerlere ulaşması için değişkenlere farklı değerler atayıp deneyler tekrarlanabilir. Ancak deney süresinin uzun olduğu durumlarda iterasyon sayısı da göz önünde bulundurulursa bu işlemin oldukça uzun zaman alması mümkündür. HyperStudy yazılımında bulunan *Fit* özelliği ile değişkenler ve çıktılar arasında bir denklem elde edilebilmektedir. Bu sayede farklı değişken değerlerine karşılık gelen çıktılar bu denklem sayesinde tekrar analiz koşuturulmadan elde edilebilmektedir. Eğri uydurma ile modeli temsil eden bir denklem oluşturulduktan sonra elde edilen bu denklemin sistemi ne kadar iyi temsil ettiğini görebilmek için bilinen dizayn değişkeni değerlerine karşılık daha önce analiz yoluyla elde edilmiş çıktılar kullanılır. Denklemden aynı değişken değerleri girdi olarak kullanıldıktan sonra çıktıların gerçek değerleri ve eğri kullanılarak elde edilen tahmini değerleri arasındaki korelasyona bakılarak denklemin sistemi ne kadar iyi temsil ettiği incelenebilir Şekil 3.21’ de eğri uydurma yöntemi seçimi görülmektedir.

	Mode	Label	Varname
1	<input type="radio"/>	 Least Squares Regression	LSR
2	<input type="radio"/>	 Moving Least Squares	MLSM
3	<input checked="" type="radio"/>	 HyperKriging	HK
4	<input type="radio"/>	 Radial Basis Function	RBF

Şekil 3.21 HyperStudy Yazılımında Eğri Uydurma Yöntemi Seçimi

3.6.7. Optimizasyon

Bu kısımda dizayn değişkenlerinin değerleri değiştirilerek belli kısıtlar altında optimum çözüme ulaşmak amaçlanmaktadır. Bunun için elde edilmiş olan çıktıların hangilerinin kısıt, hangisinin amaç fonksiyonu olduğu belirlenmelidir. Şekil 3.22’ de amaç ve kısıt parametrelerinin HyperStudy yazılımında belirlenmesi ile ilgili görsel mevcuttur.

	Active	Label	Varname	Objectives	Constraints	Evaluate From	Expression
1	<input checked="" type="checkbox"/>	MASS	r_1	Minimize ...	+ ...	Fit1 (fit_1)	m_2_ds_1[0]
2	<input checked="" type="checkbox"/>	ENERGY	r_2	+ ...	>= 2893000.0 ...	Fit1 (fit_1)	abs(max(m_2_ds_2))

Şekil 3.22 HyperStudy Yazılımında Amaç – Kısıt Parametrelerinin Tanımlanması

Optimizasyon yöntemi olarak yazılım tarafından sunulan yöntemlerden “Genetik Algoritma” seçilmiştir. İlgili Parametreler maksimum ve minimum iterasyon sayıları, popülasyon büyüklüğü, global tarama opsiyonu, kısıt toleransı, kod seçimi ve ölçüm hata opsiyonudur. Bu yöntemle ilgili parametrelerin seçilmesini gösteren görsel Şekil 3.23’ da mevcuttur.

Mode	Label	Varname	Details	Maximum Iterations	100
1	<input type="radio"/> Adaptive Response Surface Method	ARSM		Minimum Iterations	25
2	<input type="radio"/> Global Response Search Method	GRSM		Population size	136
3	<input type="radio"/> Sequential Quadratic Programming	SQP	No discrete design variables allowed	Global search	3
4	<input type="radio"/> Method of Feasible Directions	MFD	No discrete design variables allowed	Constraint violation tol. (%)	0.0000000
5	<input checked="" type="radio"/> Genetic Algorithm	GA		Type	Real
6	<input type="radio"/> Multi - Objective Genetic Algorithm	MOGA	Only multi-objective	On failed evaluation	Ignore failed evaluations
7	<input type="radio"/> Sequential Optimization and Reliability Assessment	SORA	No discrete design variables allowed; Rando...		
8	<input type="radio"/> ARSM based SORA	SORA_ARSM	No discrete design variables allowed; Rando...		
9	<input type="radio"/> Single Loop Approach	SLA	No discrete design variables allowed; Rando...		
10	<input type="radio"/> System Reliability Optimization	SRO	No discrete design variables allowed; Rando...		
11	<input type="radio"/> Xopt	xopt	User Defined		

Şekil 3.23 Genetik Algoritma ile İlgili Parametre Seçimi

3.7. Analiz Ve Optimizasyon Çalışmalarında Kullanılan YKEY Modeli

3.7.1. Tasarım ile İlgili Genel Bilgiler

Bu çalışmada performans doğrulama analizleri ve parametrik optimizasyonlarda kullanılan koruyucu yapı ön roll bar tipinde olup, üç parçadan oluşmaktadır. Ön roll bar üst parçası Fe 510 D boru malzemeden imal edilmiştir. Ön roll barın alt parçaları Fe 360 C malzemeden yapılmıştır. Sürücü koltuğunun arkasında arka çerçeve yer almaktadır. Arka çerçeve profili ve bunun üzerine kaynakla bağlanan arka çerçeve üst profili Fe 510 D malzemeden imal edilmiştir. Ön roll bar ile alt parçalar arasında bağlantıyı sağlayan pimler çekilerek ön roll bar öne doğru katlanabilmektedir.

Şekil 3.24’ de çalışma kapsamında kullanılan YKEY modeli ve ilgili traktöre bağlantısı görülebilir.



Şekil 3.24 Analiz ve Optimizasyon Çalışmaları Gerçekleştirilen YKEY Modeli

Ön roll bar Fe 360 C malzemeden imal edilen alt parçalardan 10.9 kalite sınıfı civatalar ile traktörün şanzıman gövdesine bağlanmaktadır. Arka çerçeve Fe 510 C malzemeden yapılan bağlantı braket, alt bağlantı braket ve sabitleme mesnedinden 10.9 kalite sınıfı civatalarla traktörün arka dingiline ve Fe 360 C malzemeden yapılan plakalarla traktörün çamurluklarına 5.8 ve 8.8 kalite sınıfı civatalarla bağlanmaktadır. Arka çerçeveye aynı zamanda traktörün platformu da kaynakla bağlı durumdadır. Şekil 3.25’ de ön roll barın traktöre bağlantısı görülebilir.



Şekil 3.25 Ön Roll Barın Traktöre Bağlantıları

3.7.2. Sonlu Elemanlar Modeli

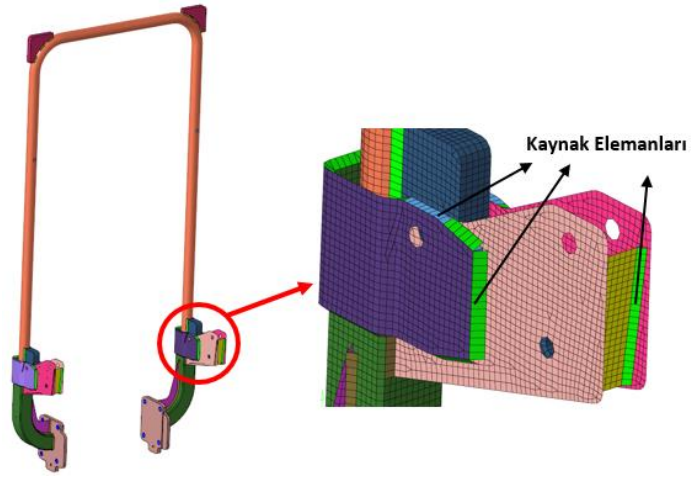
Bu çalışmada tasarım doğrulama çalışmaları kapsamında gerçekleştirilen sayısal analizlerde RADIOSS paket programı kullanılmıştır. Analizler için gerekli sonlu elemanlar modeli ise Hypermesh yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Üçüncü boyutu diğer iki boyutu yanında oldukça büyük sayılabilecek olan parçalar iki boyutlu elemanlar kullanılarak modellenmiş, bu kurala uymayan parçalar üç boyutlu olarak modellenmiştir. Modelde toplamda 84925 eleman ve 74274 düğüm sayısı kullanılmıştır. Şekil 3.26' da analizler için oluşturulan sonlu elemanlar modeli görülebilir. Modelde yalnızca koruyucu yapının kendi kısımları modellenmiş ancak araç gövdesi modellenmemiştir. Araç gövdesine bağlantı noktaları uzayda tüm serbestlik derecelerinden kısıtlanarak sınır şartları oluşturulmuştur. EK-1'de ise YKEY modelini oluşturan parçaların münferit gösterimleri mevcuttur.



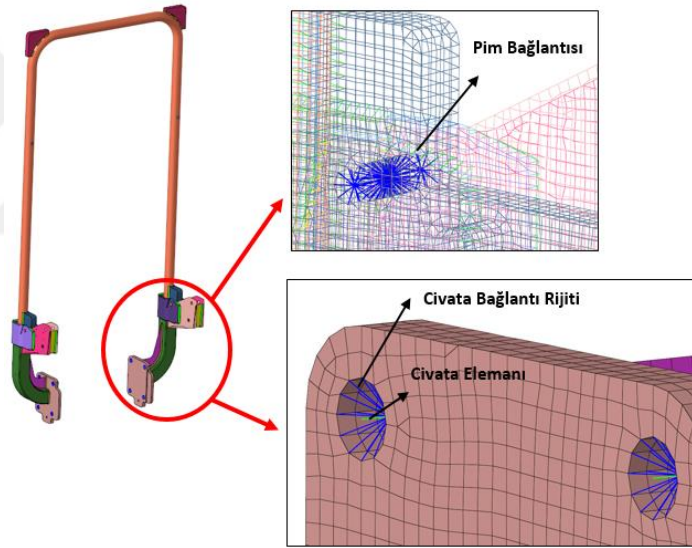
Şekil 3.26 Analizlerde kullanılan YKEY tasarımının sonlu elemanlar modeli

3.7.3. Kaynak ve Civata Bağlantıları

Sonlu elemanlar modelinde kullanılan kaynaklar, modelin fiziksel testler altındaki davranışını doğru bir şekilde temsil edebilmesi için rijid bağlantılar yerine yine sonlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Bağlantılarda kullanılan civatalar ise kendi şekillerinde modellenmemiş olup civata davranışını temsil eden bir boyutlu elemanlar ve bu elemanların yapıyla bağlantısını sağlayan rijit elemanlar kullanılmıştır. Çalışma kapsamında hazırlanan modellerdeki kaynak ve civata bağlantıları detayı Şekil 3.27 ve 3.28'de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.27 Kaynak Modellemesi



Şekil 3.28 Civata ve Pim Bağlantıları

3.7.4. Malzeme Bilgileri

Çalışma kapsamında kullanılan modelde sonlu elemanlar analizi için önem arz eden ve sırasıyla Fe 360 C ile Fe 510 D olarak adlandırılan iki temel malzeme mevcuttur. Bu malzemeler sonlu elemanlar modelinde izotropik elasto – plastik malzeme davranışı sergileyen Johnson – Cook malzeme modeli kullanılarak tanımlanmıştır. Bu model malzemedeki gerilmeleri gerinim, gerinim oranı ve sıcaklığın bir fonksiyonu olarak ifade eder. Eşdeğer gerilmelerin plastik akma gerilmesinden düşük olduğu durumda bu model lineer – elastik bir davranış göstermektedir; daha yüksek olduğu durumlarda ise gerilme hesabı için Denklem (3.89) kullanılmaktadır.

$$\sigma = (a + b\epsilon_p^n) \left(1 + c \ln \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0}\right) (1 - (T^*)^m) \quad (3.89)$$

Burada Johnson – Cook malzeme parametreleri olan a, b ve n için malzemenin akma gerilmesi, çekme gerilmesi ve çekme gerinimi bilgileri gereklidir. Analizlerde kullanılan RADIOSS yazılımına bu bilgiler girdi olarak verildiğinde söz konusu parametreleri kendisi hesaplamaktadır. Analiz modelinde kullanılan Fe 360 C ve Fe 510 D malzemelerinin akma ve çekme gerilmeleri ile çekme gerinimi değerleri Çizelge 3.1’ de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 Fe 360 C ve Fe 510 D Malzemelerine Ait Mekanik Özellikler

Malzeme	Akma Gerilmesi (MPa)	Çekme Gerilmesi (MPa)	Çekme Gerinimi (%)
Fe 360 C	235	360	25
Fe 510 D	350	510	20

3.8. İş Akış Şeması

Şekil 3.29’ da çalışma kapsamında izlenen yolu tarif eden iş akış şeması görülebilir.



Şekil 3.29 İş Akış Şeması

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Çalışma kapsamında izlenen yol önce mevcut tasarımı incelemek ve daha sonra tasarımı optimize etmektir. Bu kapsamda öncelikle mevcut tasarımın fiziksel testler öncesinde sanal analizleri gerçekleştirilmiş ve performansının homologasyon testlerinde başarılı olması için yeterli olup olmadığı incelenmiştir. İlgili sanal analizler tamamlandıktan sonra tasarımın prototip üretimi gerçekleştirilmiş ve ilgili homologasyon testleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen testler sonucunda, sanal analizlerin fiziksel testler ile uyumlu olduğu görülmüştür. Bunun üzerine mevcut tasarım üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen modeller üzerinde sanal analizler tekrar gerçekleştirilmiş olup, bu analizlerin fiziksel testler ile korelasyon durumu tekrar incelenmiştir.

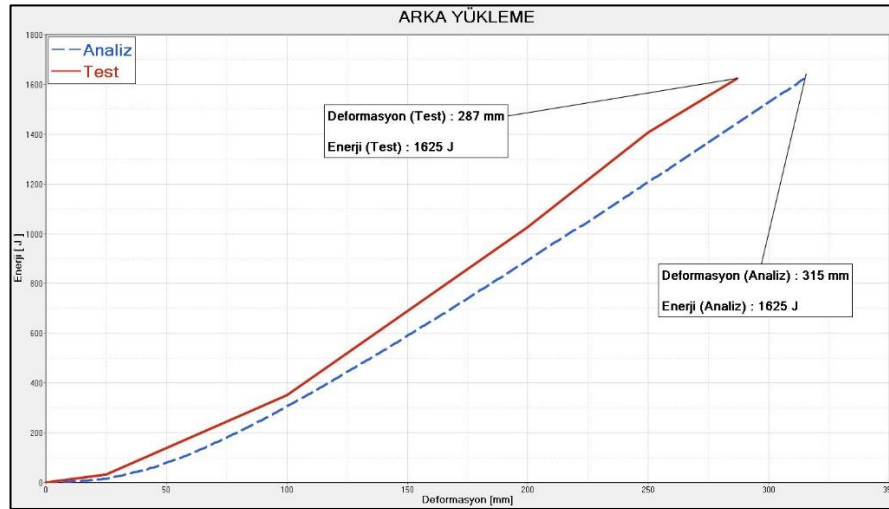
Mevcut tasarımın sanal analizleri yapıp fiziksel testler ile korelasyon seviyesinin uygunluğu değerlendirildikten sonra, bu mevcut tasarım üzerinde optimizasyon çalışması yapılmasının uygun olduğu görülmüştür. Traktör ve tarım makinaları sektöründe gelişen rekabet ve üretici sayısının günden güne artması üreticilerin daha az maliyetli ürünler üretmesinin zorunluluğunu ortaya koymuştur. Traktörlerde kullanılan YKEY donanımları traktörden ayrı bir ekipman olarak değerlendirilmelerinin mümkün olması, bu donanımlar üzerinde yapılacak tasarım değişikliğinin traktörün farklı fonksiyonlarına olan etkisini minimuma indirgemektedir. Bundan dolayı traktörün diğer bölümlerinden önce YKEY donanımı üzerinde optimizasyon konusuna yoğunlaşmak mantıklıdır. Ayrıca bu donanımların bir ekipman şeklinde kullanıldığı tekrar göz önüne alındığında, operatörlere kullanım kolaylığı getirmesinin bir avantaj olduğu kesindir. Örneğin traktör sürücüsü YKEY donanımından kaynaklanan traktör yüksekliğinin dezavantaj olduğu bağ – bahçe alanlarında YKEY barını yatık konuma almaktadır. Bu şekilde konum değişikliği yapılırken YKEY barının hafifliği bir kullanım kolaylığı olarak değerlendirilmektedir. Bu açıdan bakıldığında da YKEY üzerinde ağırlık optimizasyonu gerçekleştirerek daha hafif yapılar elde etmek bir avantaj olarak karşımıza çıkmaktadır. Ayrıca daha hafif olarak üretilen YKEY donanımları montaj kolaylığı da sağlamaktadır.

4.1. Mevcut Tasarımın Sanal Analizleri

Bu kısımda tasarımı tamamlanmış olan YKEY modelinin performansının sanal doğrulaması gerçekleştirilecektir. Uygulanacak olan yüklemeler ve kabul kriterleri için 6 numaralı OECD kodu baz alınacaktır. Güvenli yaşam bölgesine girişim oluşturmayan ve kayda değer birdeformasyona sebep olmayan üstten ezme yüklemeleri ile ilgili sonuçlar bu çalışmada paylaşılmamıştır.

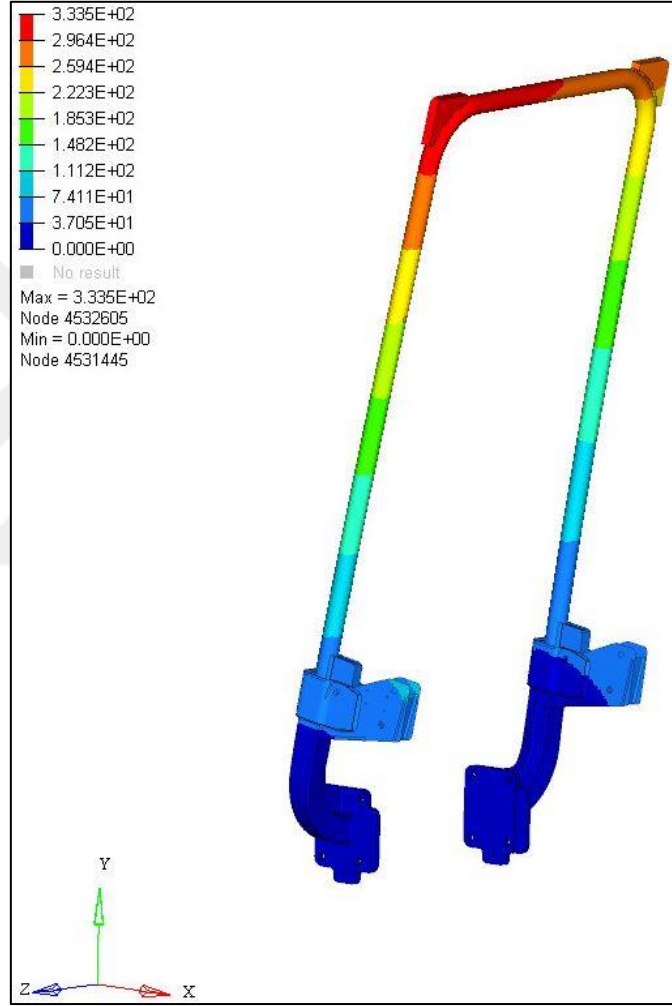
4.1.1. Arka Yükleme

İlk olarak yapılan arka yüklemede YKEY barının standarda uygun olacak şekilde belirli bir bölgesinden rijit bir braket vasıtasıyla kademeli olarak artan deformasyon uygulanmaktadır. Deformasyon miktarı sürücünün içinde bulunduğu güvenli bölgeye herhangi bir girişime neden olmadan önce, YKEY' in ilgili standartta belirtilen belirli bir enerjiyi absorbe etmesi gerekir. İstenilen enerji değerinin absorbe edildiği görüldükten sonra, yükleme kaldırılır. Arka yüklemede YKEY' in absorbe etmesi gereken enerji miktarı denklem (3.1) kullanılarak hesaplanır. Bu formülde değişken olarak referans kütle (M) değeri mevcuttur. Mevcut tasarım için belirlenmiş olan referans kütle değeri 2250 Kg'dır. Bu değer formülde yerine yazıldığında arka yüklemede yapının absorbe etmesi gereken enerji miktarı 1625 J olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.1'de arka yüklemede analiz ve test sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir.

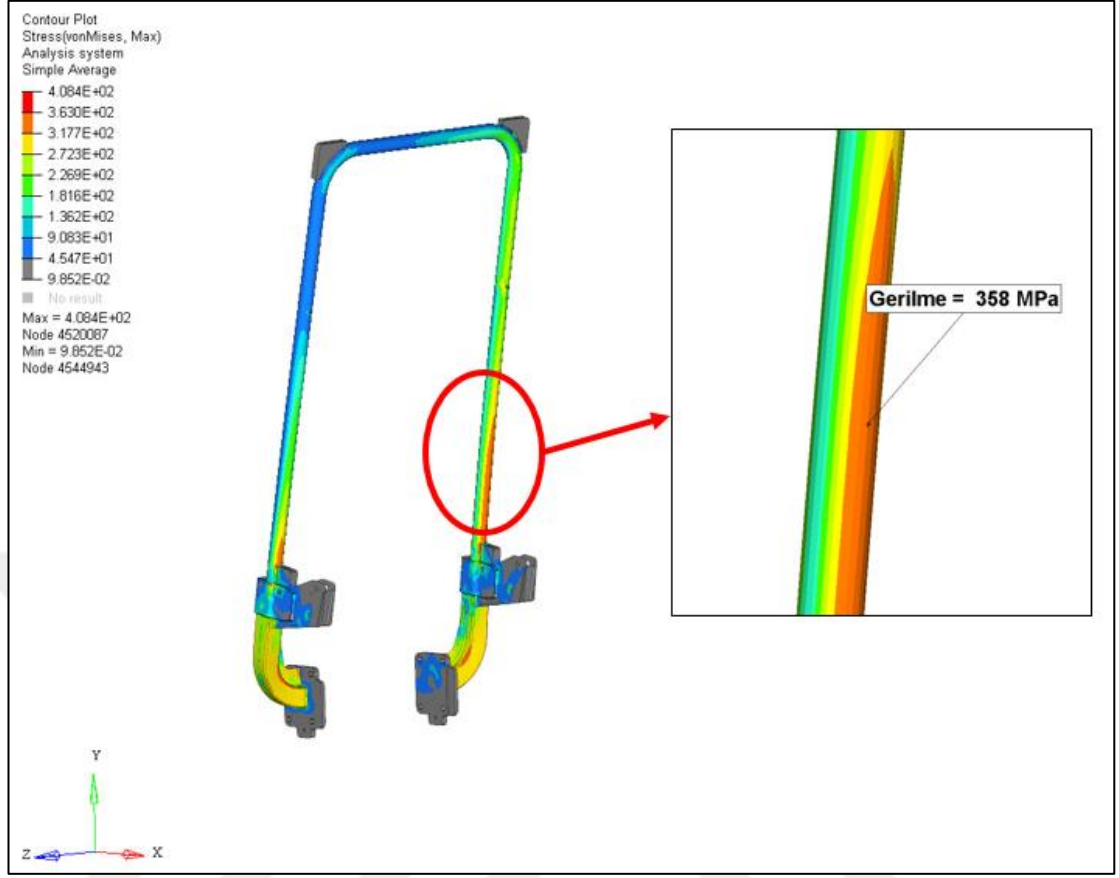


Şekil 4.1 Mevcut Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Mevcut tasarım için arka yüklemde analiz ve test sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde analiz ve test arasında yaklaşık %90 değerinde bir korelasyon seviyesine ulaşılmıştır. İlgili analiz esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.2 ve 4.3' de sırasıyla yapı üzerinde arka yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir.



Şekil 4.2 Mevcut Tasarım İçin Arka Yüklemde Analiz Sonucunda Elde Edilen Deformasyon Dağılımı

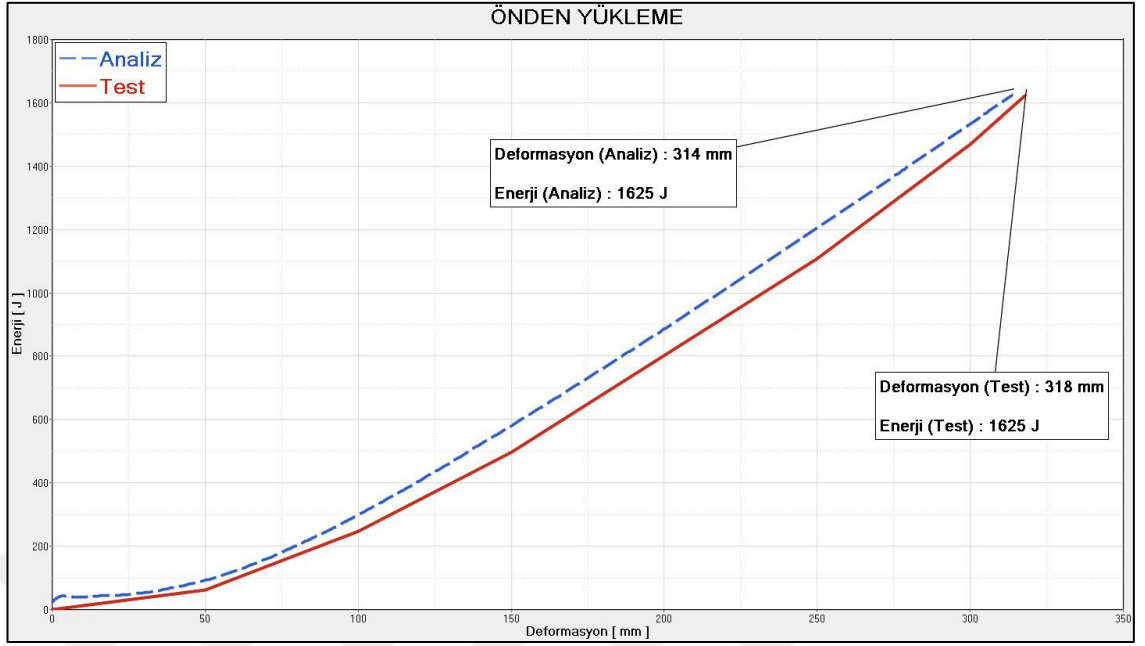


Şekil 4.3 Mevcut Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz Sonucunda Elde Edilen Gerilme Dağılımı

Arka yükleme için gerilme dağılımı incelendiğinde 358 MPa seviyelerinde en yüksek gerilme değerlerine ulaşılmaktadır. Bu değer herhangi bir kalıcı deformasyona ve yapı üzerinde kritik bir hasara neden olmamaktadır.

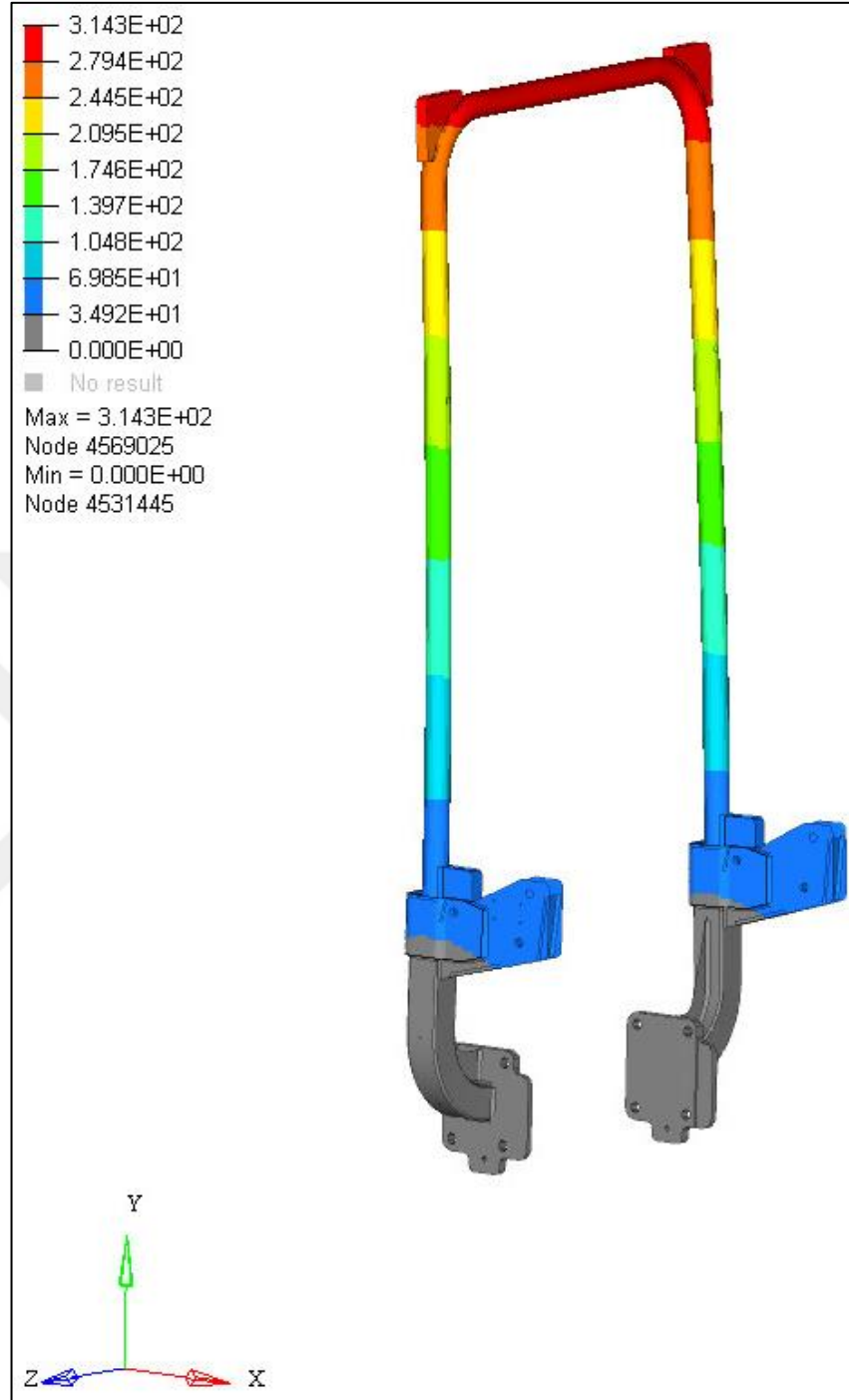
4.1.2. Önden Yükleme

Önden yüklemede arka yüklemenin simetriği olacak şekilde seçilen bölgeden yine rijit bir brakete bağlı aktüatör vasıtasıyla önden arkaya doğru kademeli deformasyon uygulanır. Önden yüklemede YKEY' in absorbe etmesi gereken enerji miktarı denklem (3.2) kullanılarak hesaplanır. Bu formülde değişken olarak referans kütle (M) değeri mevcuttur. Mevcut tasarım için belirlenmiş olan referans kütle değeri 2250 Kg'dır. Bu değer formülde yerine yazıldığında önden yüklemede yapının absorbe etmesi gereken enerji miktarı 1625 J olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.4'de önden yüklemede analiz ve test sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir.

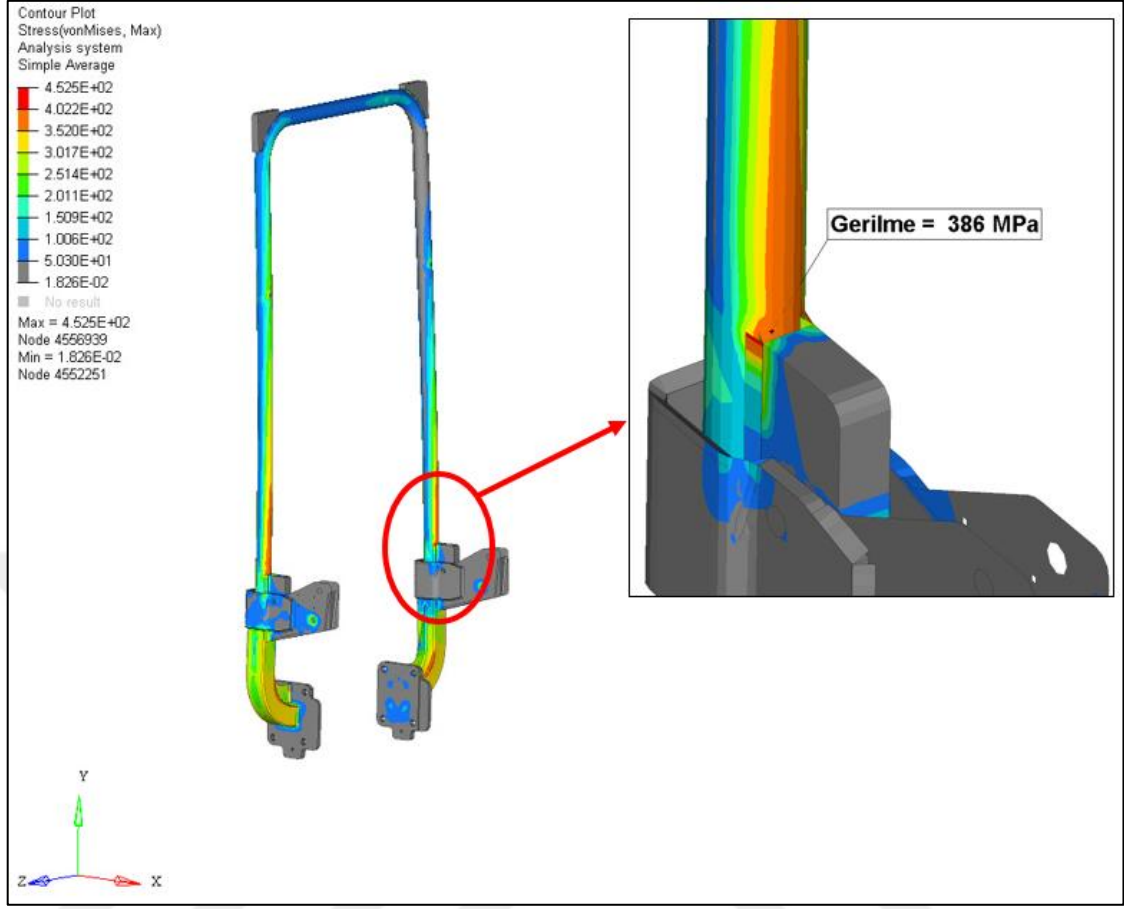


Şekil 4.4 Mevcut Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Mevcut tasarım için önden yüklemde analiz ve test sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde analiz ve test arasında yaklaşık %99 değerinde bir korelasyon seviyesine ulaşılmıştır. İlgili analiz esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.5 ve 4.6’ da sırasıyla yapı üzerinde önden yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir.



Şekil 4.5 Mevcut Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı



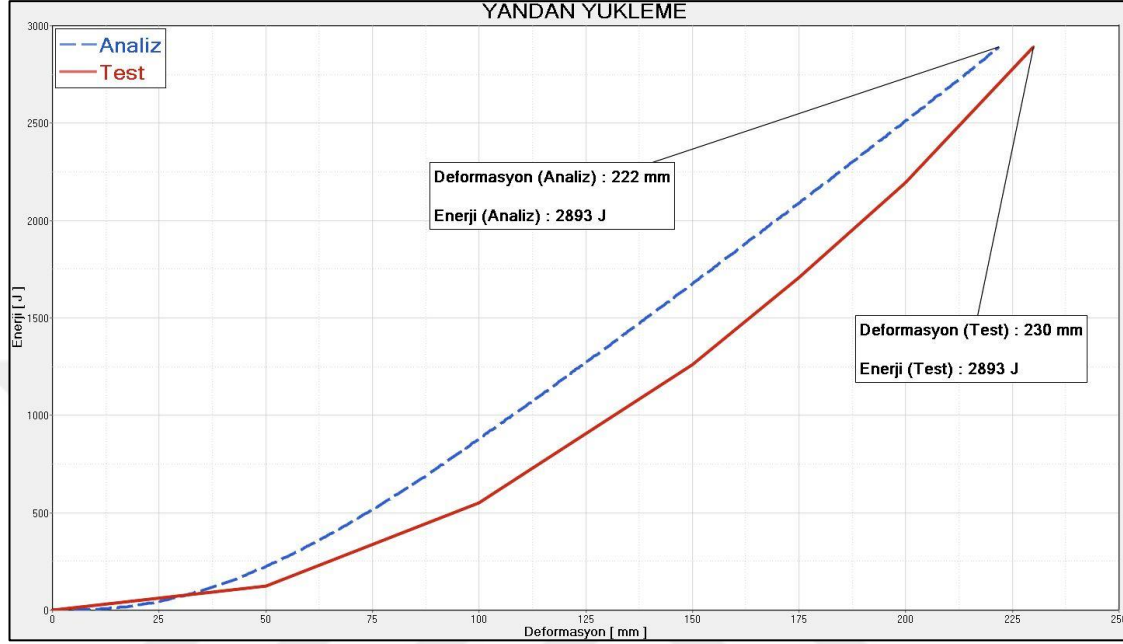
Şekil 4.6 Mevcut Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı

Önden yükleme için gerilme dağılımı incelendiğinde 386 MPa seviyelerinde en yüksek gerilme değerlerine ulaşılmaktadır. Bu değer % 0,1 değerinde kalıcı deformasyon anlamına gelmektedir ve yapı üzerinde kritik bir hasara neden olmamaktadır.

4.1.3. Yandan Yükleme

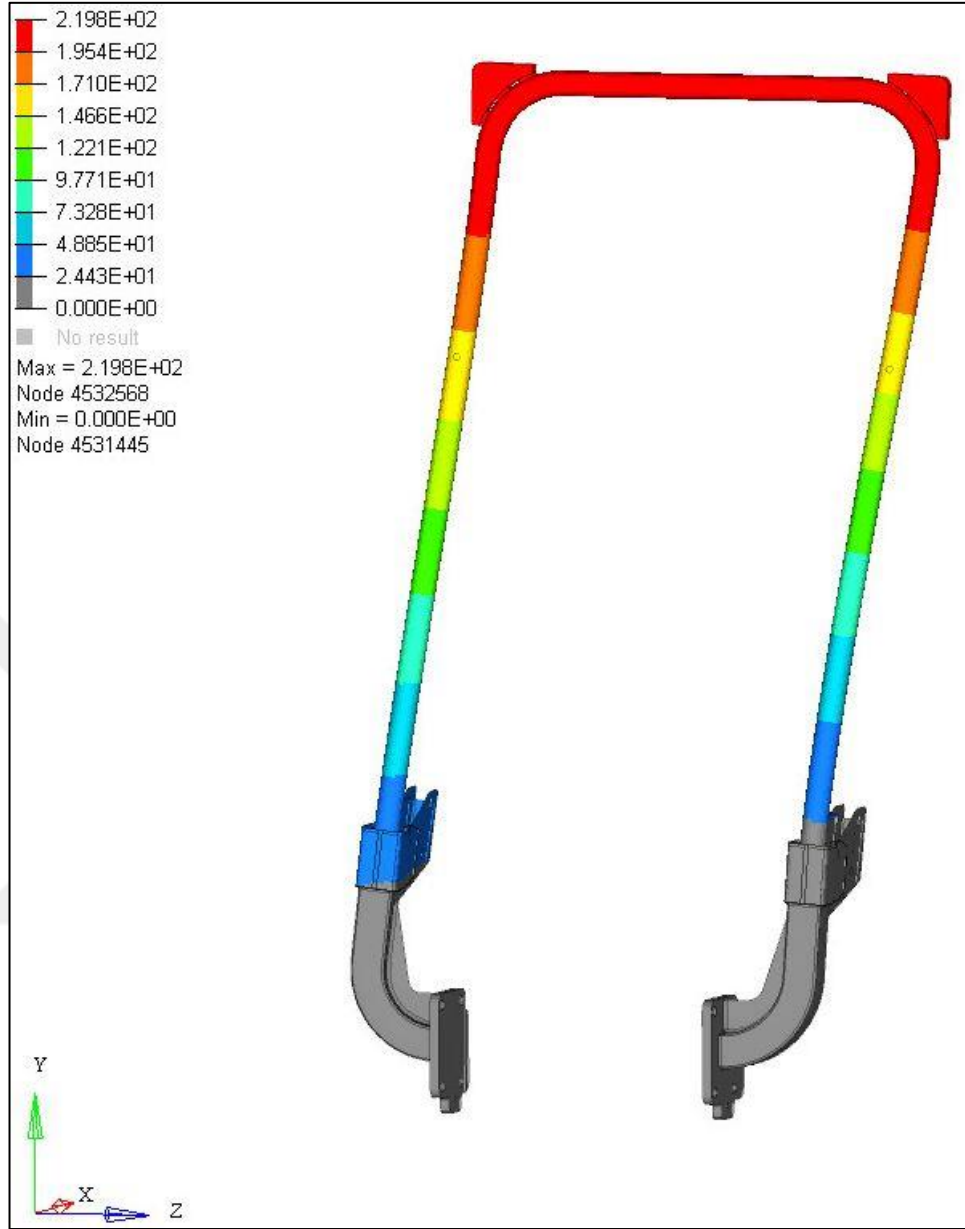
YKEY için en kritik yükleme olan yandan yüklemede önden yüklemenin yapıldığı yerden traktörün diğer tarafına doğru yanal doğrultuda yükleme yapılır. Seçilen bölgeden yine rijit bir brakete bağlı aktüator vasıtasıyla yanal doğrultuda kademeli deformasyon uygulanır. Yandan yüklemede YKEY' in absorbe etmesi gereken enerji miktarı denklem (3.6) kullanılarak hesaplanır. Bu formülde değişken olarak referans kütle (M), minimum traktör genişliği (B) ve koruyucu yapının maksimum genişliği (B_6) değeri mevcuttur. Mevcut tasarım için belirlenmiş olan referans kütle değeri 2250 Kg'dır. Test edilen traktörde minimum genişlik 1672 mm ve koruyucu yapının maksimum genişliği 785

mm'dir. Bu değerler formülde yerine yazıldığında yandan yüklemeye yapının absorbe etmesi gereken enerji miktarı 2893 J olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.7'de yandan yüklemeye analiz ve test sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilmektedir.

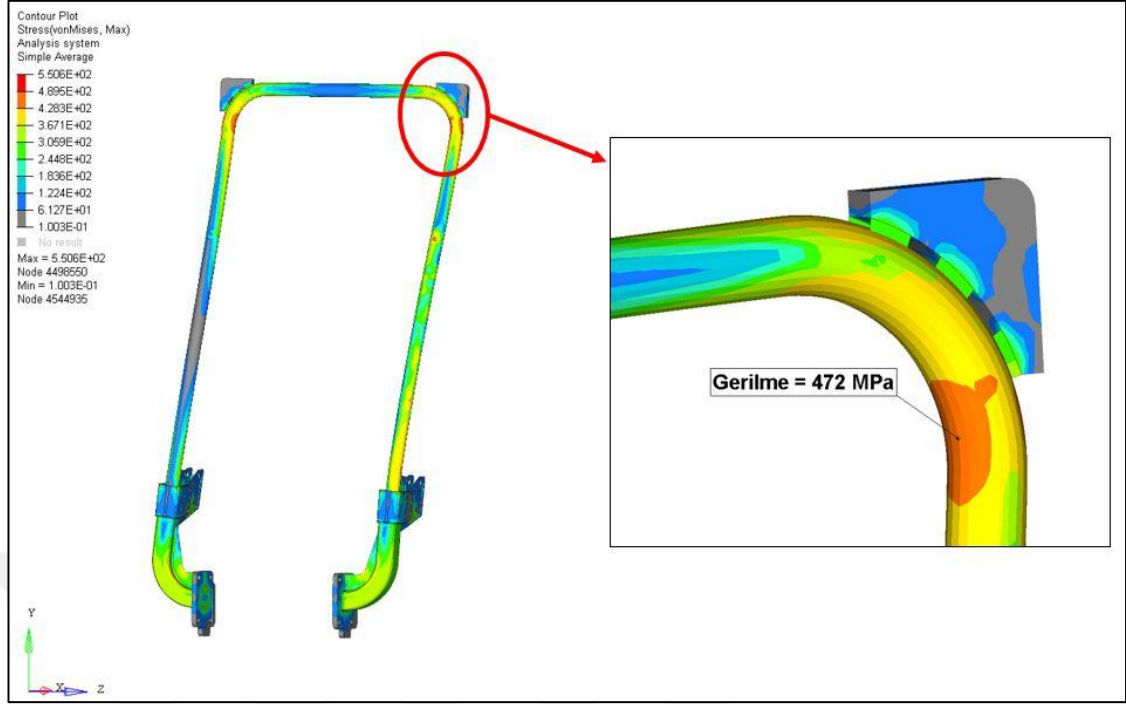


Şekil 4.7 Mevcut Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz ve Test Sırasındaki Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Mevcut tasarım için yandan yüklemeye analiz ve test sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde analiz ve test arasında yaklaşık %97 değerinde bir korelasyon seviyesine ulaşılmıştır. İlgili analiz esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.8 ve 4.9' da sırasıyla yapı üzerinde önden yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilmektedir. Ayrıca Şekil 4.10' da yandan yüklemeye en kritik halini alan güvenli bölgeye girişim durumunu gösteren bir görsel mevcuttur.

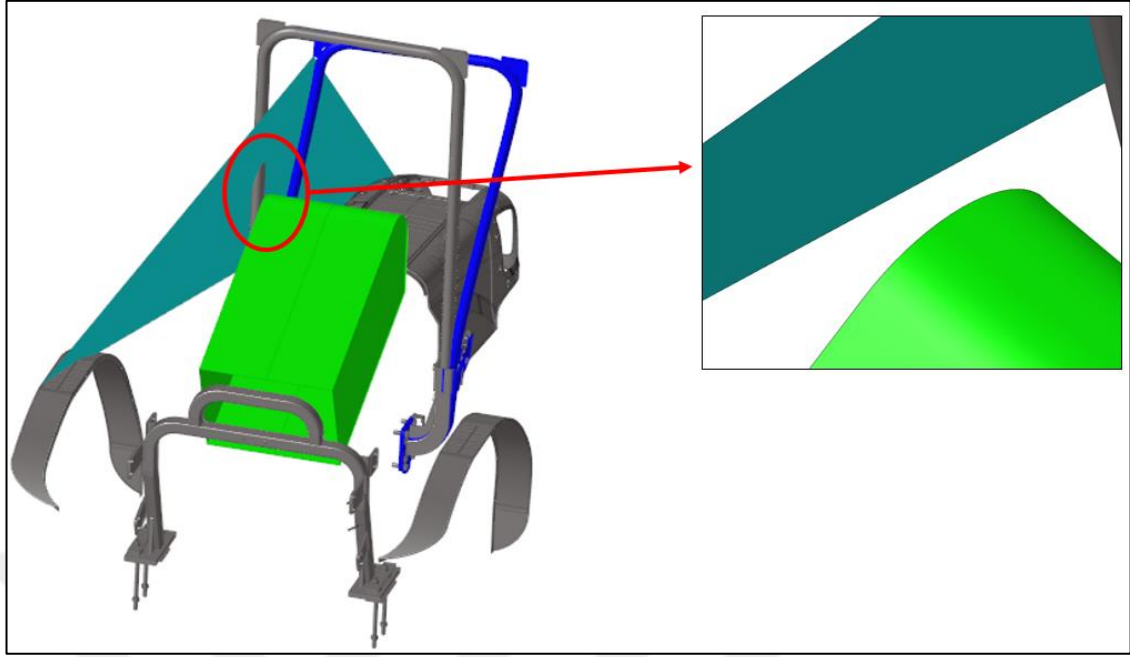


Şekil 4.8 Mevcut Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı



Şekil 4.9 Mevcut Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı

Yandan yükleme için gerilme dağılımı incelendiğinde 472 MPa seviyelerinde en yüksek gerilme değerlerine ulaşılmaktadır. Bu değer % 3,4 değerinde kalıcı deformasyon anlamına gelmektedir ve yapı üzerinde kritik bir hasara neden olmamaktadır. Koruyucu yapı performans testlerindeki en kritik konulardan biri olan güvenli yaşam bölgesine girişim ihtimali, yandan yüklemede en yüksek seviyededir. Bu yüzden güvenli yaşam bölgesine girişim olup olmadığı yandan yükleme sırasında detaylı olarak incelenmelidir. Analizde güvenli bölgeye herhangi bir girişim görülmemiş olup, yapılan fiziksel testlerle de bu durum doğrulanmıştır. Şekil 4.10' da güvenli yaşam bölgesine girişim durumu görülmektedir.



Şekil 4.10 Mevcut Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sonrasında Yapılan Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim Kontrolü

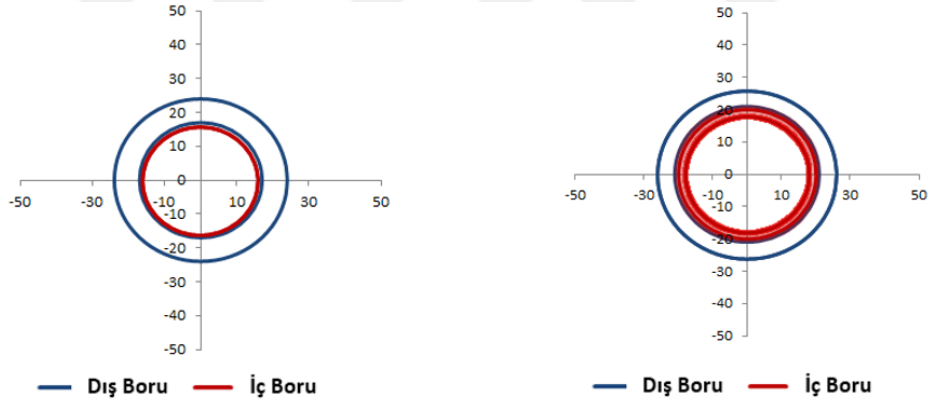
Analiz sonrasında güvenli bölgeye girişim kontrolü yapılırken yükleme sonucunda oluşan deforme olmuş yapı sonuç görüntüleme yazılımından “.stl” dosya formatında dışarı alınmıştır. Bu şekilde elde edilen deforme olmuş yapıyı içeren dosya, tekrar modelleme yazılımına alınarak orjinal model üzerine konulmuştur. Daha sonra girişim kontrolü yapılırken ilgili traktörün çamurluk üst yüzeyleri, arka çerçeve ve kaporta modellerine de ihtiyaç vardır. Bu parçalar da yine modelleme arayüzüne alındıktan sonra girişim kontrolü yapılabilir. Girişim kontrolü yapılırken önce yüklemenin uygulandığı nokta ile çamurluk ve far üst noktaları kullanılarak üçgen bir düzlem elde edilir. Bu düzlem “yer düzlemi” olarak adlandırılabilir. Oluşturulan bu yer düzleminin güvenli yaşam bölgesine herhangi girişimin olup olmadığı kontrol edilerek koruyucu yapının güvenliği test edilmektedir.

4.2. Optimizasyon Çalışmaları

Gerçekleştirilen sayısal analizler ve fiziksel testler ile mevcut tasarımın koruyucu yapı performansı oldukça güvenli olduğu görülmüştür. Bu aşamadan sonra mevcut tasarım üzerinde ağırlık optimizasyonu çalışmalarına yönelinmiştir. Bu kapsamda yapılan optimizasyon çalışmaları tamamlandıktan sonra elde edilen tasarımların da koruyucu yapı olarak yeterli performansı sağlayıp sağlayamadığı sanal analizler vasıtasıyla

incelenmiştir. Nihai olarak kullanılan optimum bir tasarım modelinin ise analizler sonrasında sanal doğrulaması yapılmış olup, bu modelin prototip üretimi gerçekleştirilmiş ve akabinde yapılan fiziksel testler ile tasarımın uygunluğu doğrulanmıştır.

Optimizasyon çalışmaları kapsamında mevcut tasarımdan türetilerek elde edilen ve sadece sanal doğrulaması gerçekleştirilen modeller öneri-1 ve öneri-2 olarak adlandırılmıştır. Öneri-1 modelinde, dışta bulunan YKEY barına ilaveten iki adet içi dolu destek barı kullanımı yerine içi boş destek barları kullanıma sunulmuştur. Yapılan bu değişiklik ile ilgili parçanın kesitinde daha az malzeme kullanımına imkan sağlanmıştır. Kullanılacak yeni kesit ise alan atalet momentini mevcut tasarıma ait olan kesite yakın olacak şekilde seçilmiştir. Kesit değişimi ve yapılan değişikliğin kesit atalet momentine olan etkisi Şekil 4.11’ de görülmektedir. Yapılan Değişiklik ile birlikte YKEY’in ağırlığı 67.6 Kg’dan 54.9 Kg’a düşürülmüş, yaklaşık % 19 oranında bir ağırlık azaltımı elde edilmiştir. Bu aşamada öneri – 1 modelinin koruyucu yapı olarak standart gerekliliklerini sağlayıp sağlayamadığı sanal analizler yardımıyla incelenecektir.



Mevcut Tasarım

Boru Dış Çapı (mm)	Boru İç Çapı (mm)	Bar Çapı (mm)
48	34	32
Kesit (Alan) Atalet Momenti (mm ⁴)		246451
Alan (mm ²)		1706

Öneri - 1

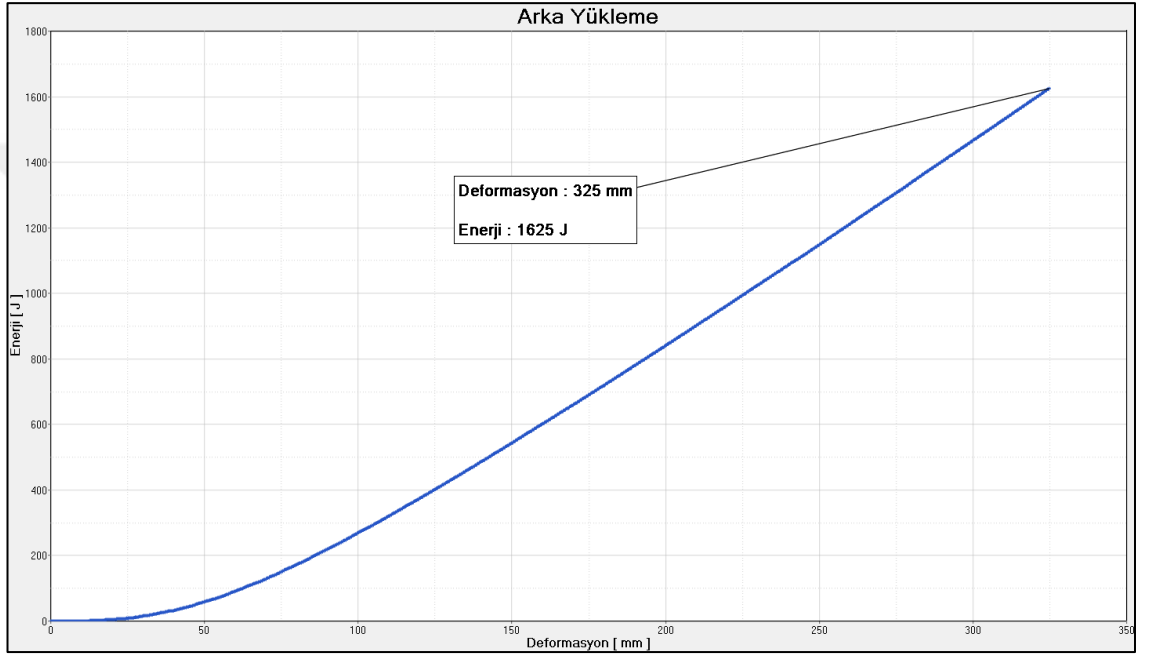
Dış Boru Dış Çapı (mm)	Dış Boru İç Çapı (mm)	İç Boru Dış Çapı (mm)	İç Boru İç Çapı (mm)
52	42	40	36
Kesit (Alan) Atalet Momenti (mm ⁴)			249379
Alan (mm ²)			977

Şekil 4.11 Öneri – 1 Modelinde Yapılan Boru Kesiti Değişimi

Bu aşamada elde edilen Öneri – 1 modelinin sanal analizleri gerçekleştirilecektir.

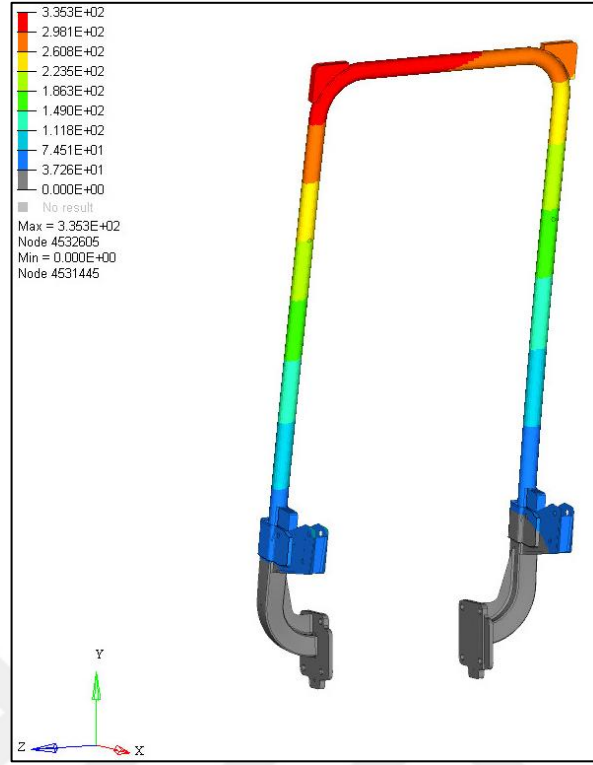
4.2.1. Öneri – 1 Modelinin Arka Yükleme

Öneri – 1 modelinin arka yükleme testinin simülasyonu için gerekli olan yükleme ve sınır şartları mevcut tasarım ile birebir aynı olacak şekilde modellenmiştir. Şekil 4.12’de öneri – 1 modeli için arka yüklemeye analiz sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir.

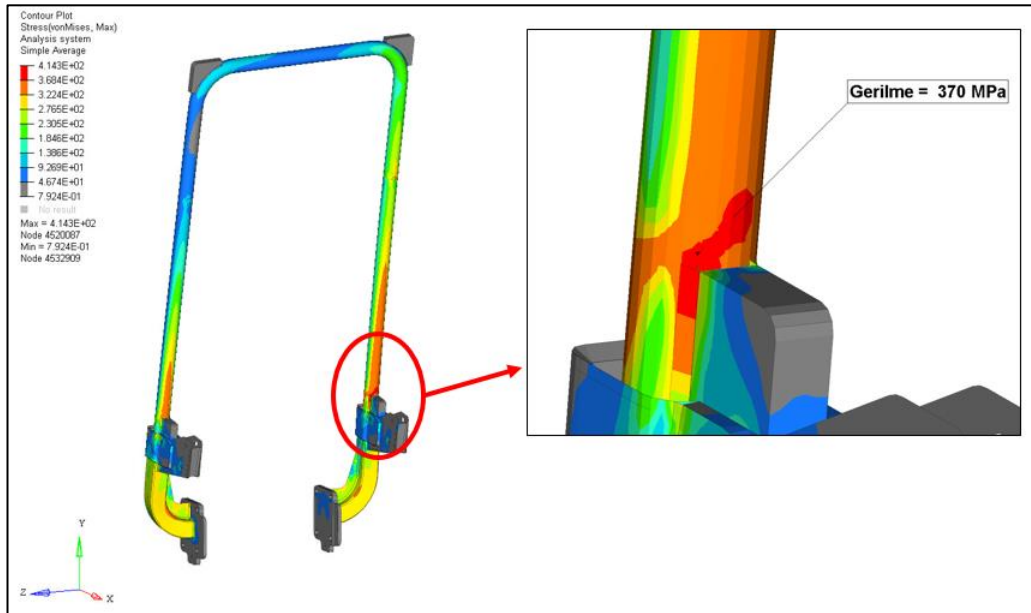


Şekil 4.12 Öneri – 1 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Öneri – 1 modelinin arka yükleme analizi esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.13 ve 4.14’ de sırasıyla yapı üzerinde önden yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir. Yükleme esnasında 370 MPa seviyesinde bir gerilme görülmüş olup, bu değer in % 0,2 oranında bir kalıcı deformasyona neden olduğu tespit edilmiştir ve koruyucu yapı üzerinde herhangi bir kritik hasara neden olmamıştır.



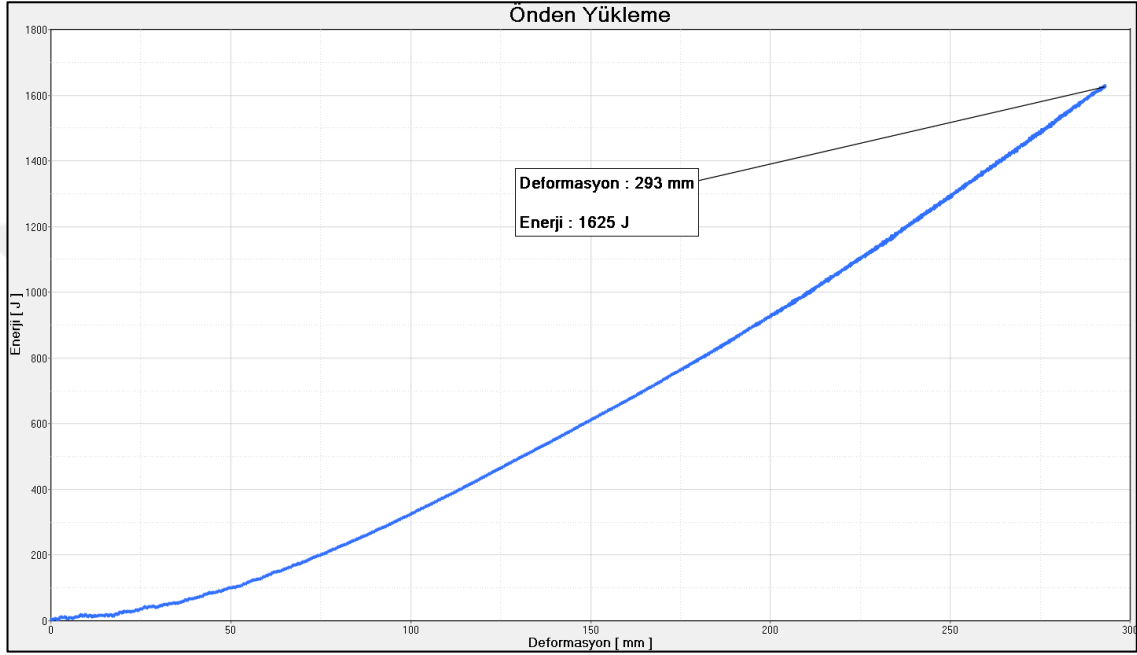
Şekil 4.13 Öneri – 1 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı



Şekil 4.14 Öneri – 1 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı

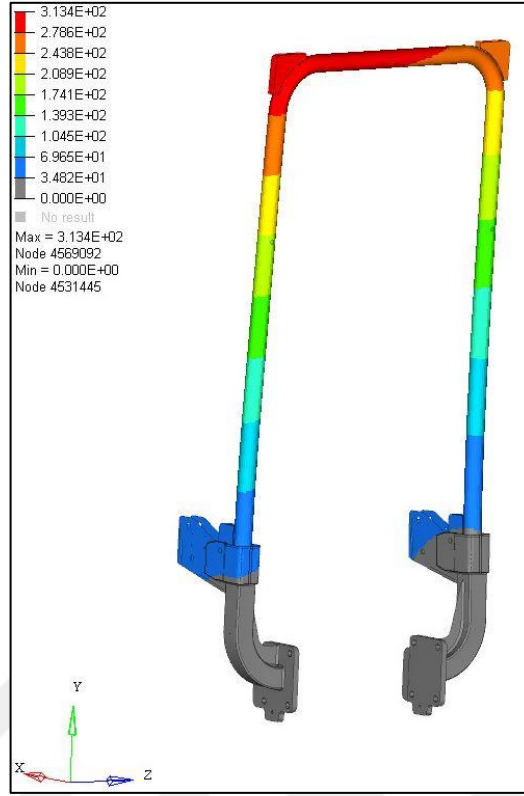
4.2.2. Öneri – 1 Modelinin Önden Yükleme

Öneri – 1 modelinin önden yükleme testinin simülasyonu için gerekli olan yükleme ve sınır şartları mevcut tasarım ile birebir aynı olacak şekilde modellenmiştir. Şekil 4.15’de öneri – 1 modeli için önden yüklemeye analiz sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir.

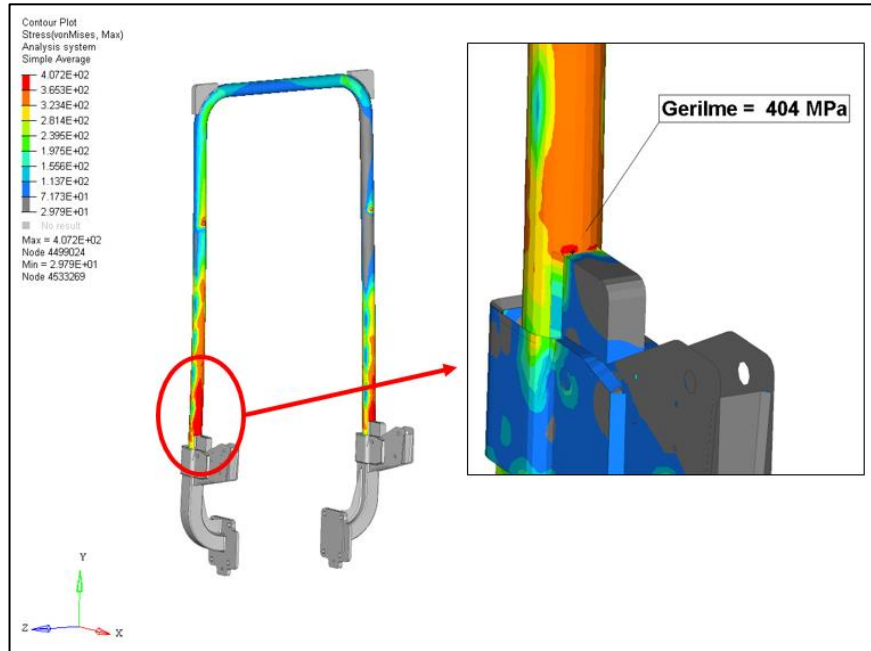


Şekil 4.15 Öneri – 1 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Öneri – 1 modelinin önden yükleme analizi esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.16 ve 4.17’ de sırasıyla yapı üzerinde önden yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir. Yükleme esnasında 404 MPa seviyesinde bir gerilme görülmüş olup, bu değer % 0,4 oranında bir kalıcı deformasyona neden olduğu tespit edilmiştir ve koruyucu yapı üzerinde herhangi bir kritik hasara neden olmamıştır.



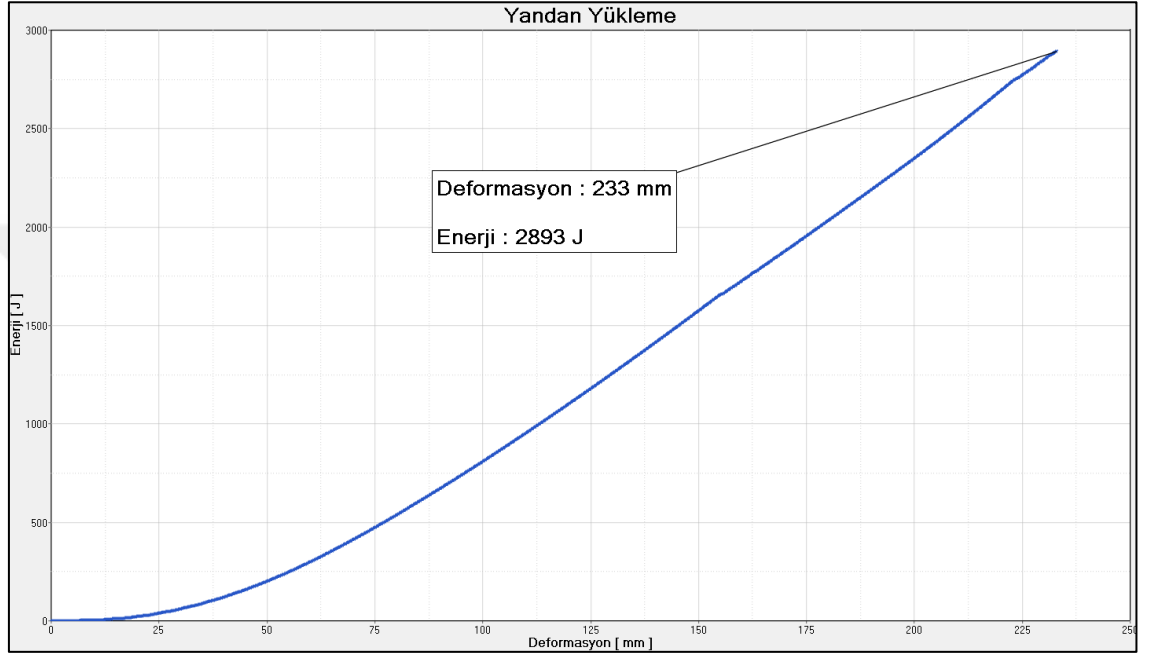
Şekil 4.16 Öneri – 1 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı



Şekil 4.17 Öneri – 1 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı

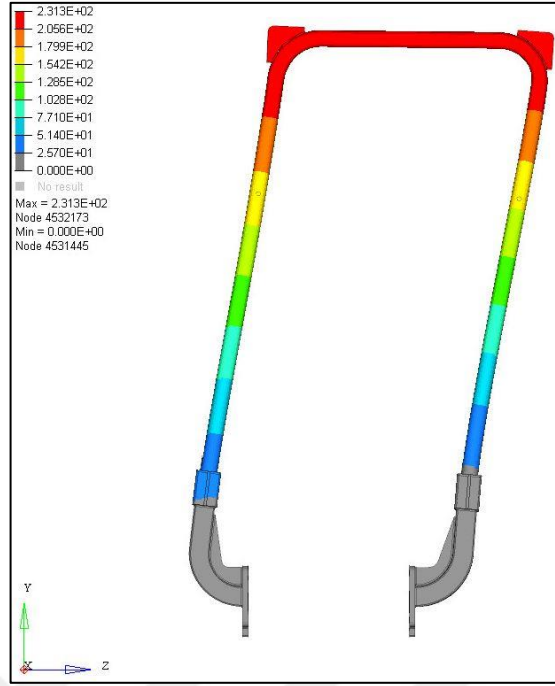
4.2.3. Öneri – 1 Modelinin Yandan Yükleme

Öneri – 1 modelinin yandan yükleme testinin simülasyonu için gerekli olan yükleme ve sınır şartları mevcut tasarım ile birebir aynı olacak şekilde modellenmiştir. Şekil 4.18’de öneri – 1 modeli için yandan yüklemede analiz sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir.

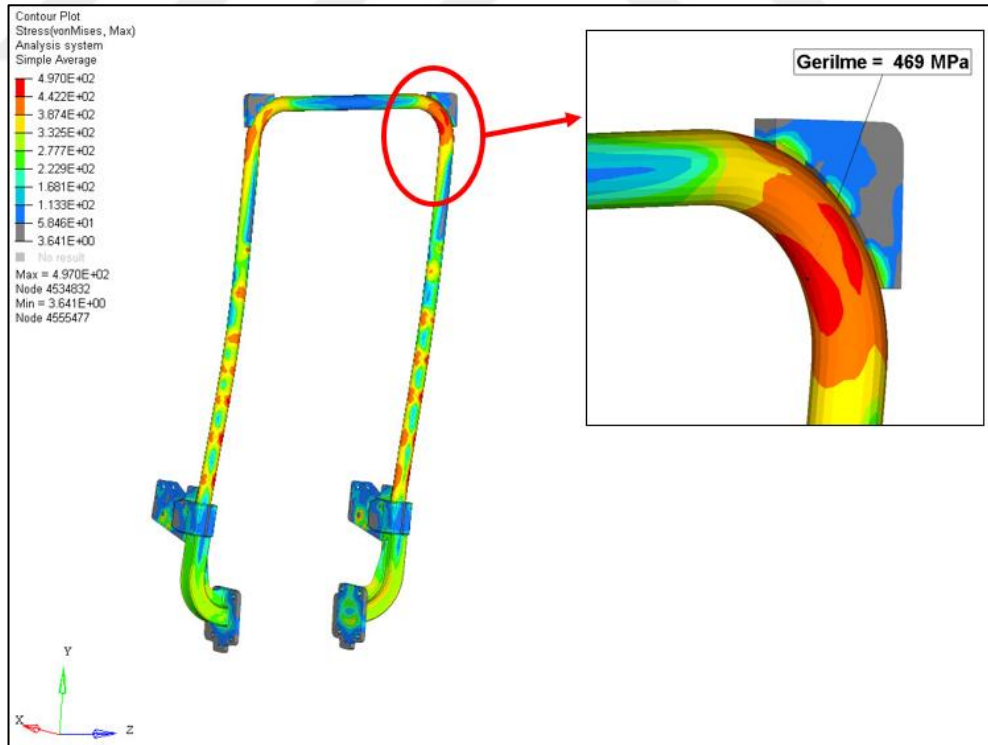


Şekil 4.18 Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Öneri – 1 modelinin yandan yükleme analizi esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.19 ve 4.20’ de sırasıyla yapı üzerinde yandan yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir. Yükleme esnasında 469 MPa seviyesinde bir gerilme görülmüş olup, bu değerın % 2 oranında bir kalıcı deformasyona neden olduğu tespit edilmiştir ve koruyucu yapı üzerinde herhangi bir kritik hasara neden olmamıştır.

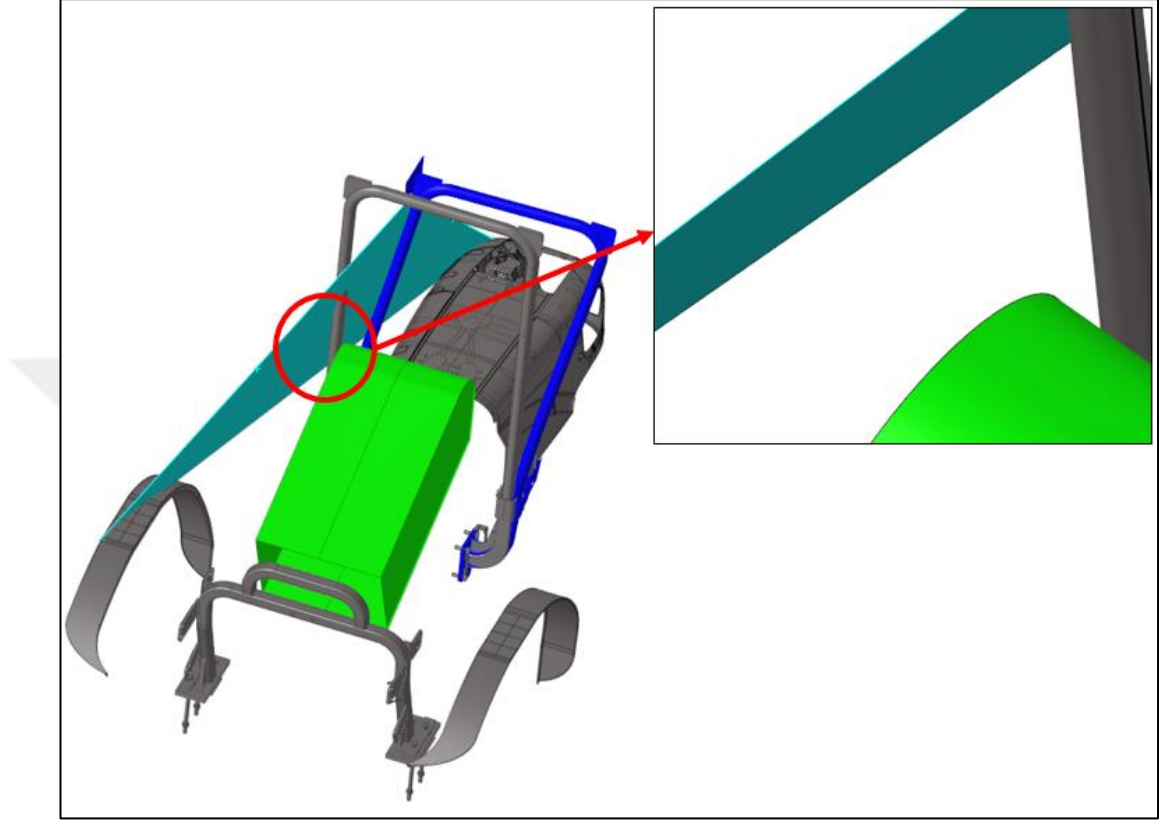


Şekil 4.19 Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı



Şekil 4.20 Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı

Öneri – 1 modelinin yandan yükleme analizinde güvenli bölgeye herhangi bir girişim görülmemiştir. Şekil 4.21’ de güvenli bölgeye girişim durumunu gösteren bir görsel mevcuttur.



Şekil 4.21 Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sonrasında Yapılan Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim Kontrolü

4.3. Parametrik Optimizasyon Çalışması (Öneri – 2)










Elde edilen öneri – 1 modelinde sadece YKEY barı üzerinde değişiklik yapılmıştı. Ancak daha optimum bir model elde edebilmek için YKEY’ in diğer parçalarının da kalınlıkları ve boyutsal değişimlerinin koruyucu yapı performansı üzerindeki etkilerinin tespit edilmesi gereklidir. Ancak deneme – yanılma yoluyla bu çalışmalarını sürdürmek sadece bilgisayar ortamında gerçekleştirilen sanal analizler açısından bile oldukça uzun ve meşakatli bir süreç haline gelmektedir. Bu çalışmada YKEY’ in ağırlığı üzerinde etkili olan ve boyutsal değişiminin koruyucu yapı performansını etkilediği her parçası üzerinde ağırlık azaltımı yapabilmek için öneri – 1 modeli üzerinde bir “parametrik optimizasyon” çalışması planlanmıştır.

Parametrik optimizasyon çalışması yürütülürken ALTAIR/HyperStudy paket programından faydalanılmıştır. Bu yazılımda analize hazır olan model dosyası yazılıma tanıtılarak üzerinde değişiklik yapılacak olan parametreler yani “dizayn değişkenleri” tanımlanmıştır. İlgili analiz bir kez yazılım tarafından oluşturulduktan sonra çıktılar üzerinde “kısıtlar” ve “amaç” parametreleri belirlenmiştir. Dizayn değişkenleri tanımlanırken model üzerinde hangi sayısal parametrelerin değiştirilebileceğinin kesin bir şekilde tespit edilmesi gerekmektedir.

4.3.1. Dizayn Değişkeni Tanımlamaları

YKEY modeli için hazırlanan sonlu elemanlar modelinde parçaların bazıları 2 boyutlu kabuk eleman formunda bazıları ise 3 boyutlu katı elemanlar olarak modellenmiştir. Dolayısıyla dizayn değişkenleri kabuk elemanlar için kalınlık parametresi, katı elemanlar için de şekil parametresi olarak tanımlanmıştır. Kabuk elemanlarla modellenen parçalara analiz yazılımında atanmış olan kalınlık parametresi, analiz girdi dosyasında değişken olarak ve alt - üst sınırları belirtilerek bir aralık şeklinde tanımlanmıştır. Katı elemanlarla modellenen parçaların ise boyutu modelleme yazılımında değiştirilerek, düğüm noktalarının yer değiştirmeleri bilgisini içeren bir şekil dosyası yardımıyla da bu parçaların kalınlıkları dizayn değişkeni olarak atanmıştır. Çizelge 4.2’ de dizayn değişkeni olarak kullanılan parçalar ve değişken değer aralıkları görülebilir.

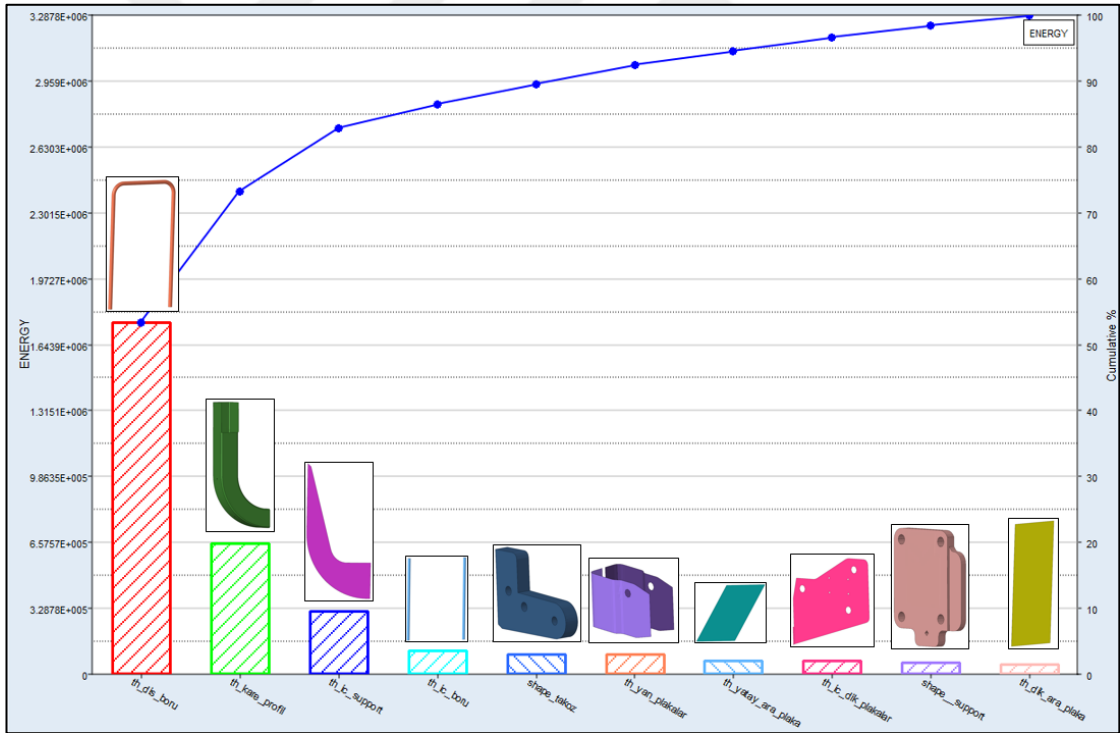
Çizelge 4.2 Dizayn Değişkenleri

DİZAYN DEĞİŞKENİ	BAŞLANGIÇ DEĞERİ	DEĞER ARALIĞI
 Roll Bar Kalınlık [mm]	5	2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7
 İç Borular Kalınlık [mm]	2	0,001 - 1 - 2 - 4
 Dış Destekleme Braketi Grubu (2 Adet) Kalınlık [mm]	8	2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8 - 9 - 10
 Rops Bar Sabitleme Elemanı (4 Adet) Kalınlık [mm]	8	2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8 - 9 - 10
 Nervatura (2 Adet) Kalınlık [mm]	6	2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8
 Nervatura - 2 (2 Adet) Kalınlık [mm]	6	1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8
 Kare Profil (2 Adet) Kalınlık [mm]	5	3 - 4 - 5 - 6
 Destek Braketi (2 Adet) Kalınlık [mm]	8	2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8 - 9 - 10
 Piatto Supporto Arco (2 Adet) Kalınlık [mm]	25	(25 , 15)
 Montaj Braketi (2 Adet) Kalınlık [mm]	15	(15 , 13)

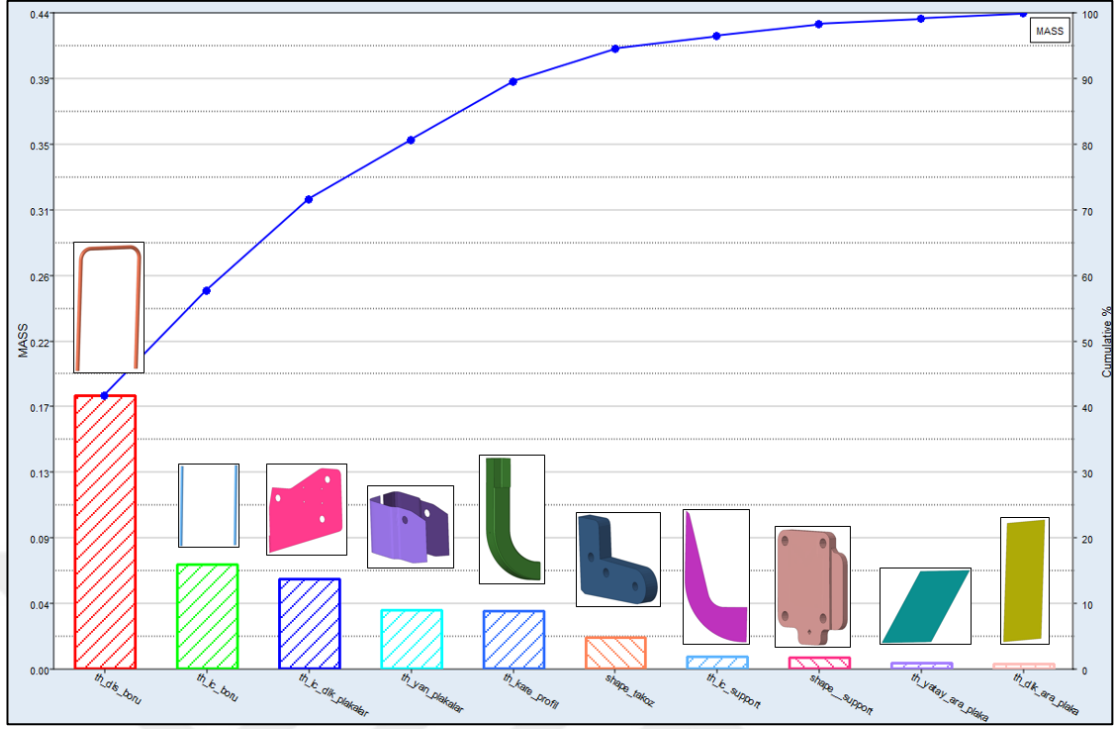
Çizelge 4.2' de belirtilen değişkenlerden piatto supporto arco ve montaj braketi parçaları katı eleman olarak modellendiği için ve profil olarak üretilmedikleri için bu parçaların kalınlıkları aralık olarak tanımlanmıştır. Diğer değişkenler ise çizelgede belirtilen değerleri ayırık olarak alabilecek şekilde tanımlanmışlardır. Dizayn değişkenleri tanımlandıktan sonra ilgili analiz bir kez koşturularak çıktıların belirlenmesine olanak verilmiştir. YKEY performansını belirleyen sanal analizler farklı yüklemeler olarak uygulanmaktadır. Bu çalışmada optimizasyonda kullanılmak üzere güvenli yaşam bölgesine girişim ihtimali en yüksek dolayısıyla en kritik yükleme olan yandan yükleme seçilmiş ve optimizasyonda sadece bu analiz koşturulmuştur. Daha sonra optimizasyonda kullanılmak üzere toplam kütle ve toplam gerinim enerjisi çıktıları seçilmiştir.

4.3.2. DOE (Deneş Tasarımı)

Her bir dizayn değişkeninin alt – üst değeri için çözüş yapmayı gerektiren bir “tam faktöryel” deneş tasarımı yerine dizayn değişkenlerinin birtakım etkileşim etkilerini ihmal ederek yapılacak analiz sayısını düşürmek mümkündür. Bu yöntem kullanılarak bu çalışmada yapılacak analiz sayısı 24’ e düşürülmüştür. Deneş tasarım yöntemi belirlendikten sonra değişkenlerin çıktıları üzerindeki etkilerini grafiksel olarak algılayabilmek için bir çok yardımcı araç mevcuttur. Pareto eğrisi ile çıktıları üzerinde en fazla etkiye sahip değişkenleri belirlemek oldukça kolaydır. Şekil 4.22 ve 4.23 ‘de dizayn değişkenlerinin sırasıyla enerji kısıtı ve amaç parametresi olan kütle üzerindeki etkilerini gösteren grafikler mevcuttur. Grafikler incelendiğinde, sönümlenen enerji üzerinde roll bar, kare profil ve destek braketinin etkisi en fazla olurken kütle üzerinde roll bar, iç borular ve roş bar sabitleme elemanı en fazla etkiye sahiptir.



Şekil 4.22 Dizayn Değişkenlerinin Sönümlenen Enerji Üzerindeki Etkisi



Şekil 4.23 Dizayn Değişkenlerinin Kütle Üzerindeki Etkisi

4.3.3. Eğri Uydurma

HyperStudy yazılımı eğri uydurma işlemi için başta en çok kullanılan en küçük kareler yöntemi olmak üzere farklı yöntemler sunmaktadır. Bu çalışmada HyperStudy yazılımı tarafından sunulan *HyperKriging* algoritması seçilmiştir. Çizelge 4.3’de çıktılarının gerçek ve tahmini değerleri arasındaki korelasyon düzeyi görülebilir. Çizelgede görüldüğü üzere kütle değerleri arasında oldukça yüksek bir korelasyon mevcut olup, enerji değerleri arasındaki korelasyon ise kabul edilebilir seviyededir. Dolayısıyla eğri uydurma ile elde edilen denklemin modeli uygun bir şekilde temsil ettiği kabul edilmiştir.

Çizelge 4.3 Çıktıların Gerçek ve Tahmini Değerleri Arasındaki Korelasyon

MASS	ENERGY	MASS_HK	ENERGY_HK
0.4878814	1874626.5	0.4878814	1874679.4
0.3785312	1636957.4	0.3785312	1636946.4
0.4042222	1517091.3	0.4042222	1517125.7
0.3918418	1737039.6	0.3918418	1737074.2
0.3152718	1458044.3	0.3152718	1458031.1
0.3622611	1549671.9	0.3622611	1549664.4
0.2965087	1462589.0	0.2965087	1462604.2
0.3451041	1286827.3	0.3451041	1286810.8
0.4331218	1969475.5	0.4331218	1969458.0
0.4711064	1748801.8	0.4711064	1748764.8
0.3745546	1246041.9	0.3745546	1246014.8
0.4220492	1326074.1	0.4220492	1326066.5
0.4746093	2501638.3	0.4746093	2501668.0
0.5837600	3084549.5	0.5837600	3084550.0
0.5579371	2558612.5	0.5579371	2558635.5
0.5703174	2547523.8	0.5703175	2547581.4
0.6470194	3732619.0	0.6470194	3732629.0
0.6000978	3104941.5	0.6000978	3104945.5
0.6657825	3629312.5	0.6657825	3629304.6
0.6173866	4406084.0	0.6173866	4406044.4
0.5292370	3092372.8	0.5292370	3092343.9
0.4912525	3467188.8	0.4912525	3467163.2
0.5879361	3997774.3	0.5879361	3997735.8
0.5401101	3759577.8	0.5401101	3759593.3

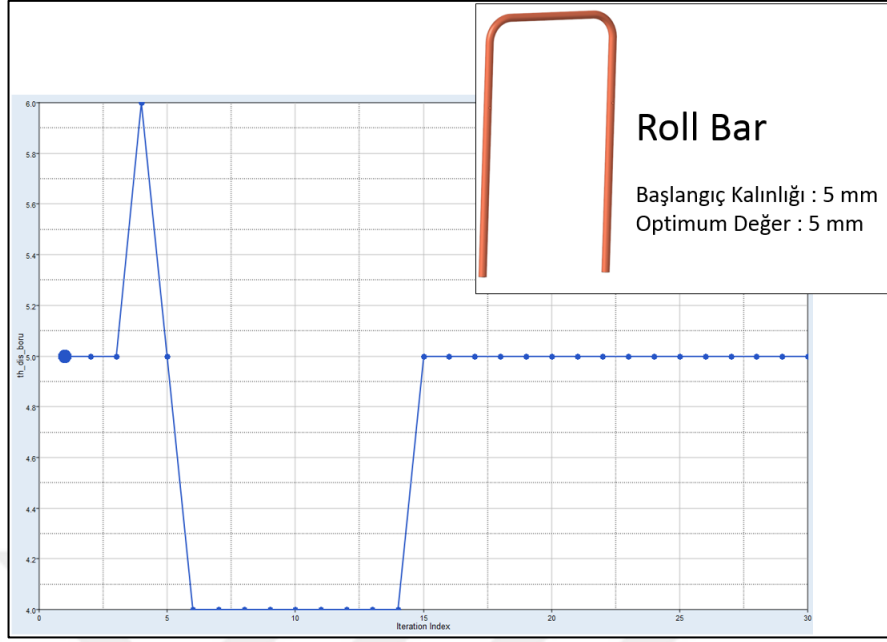
4.3.4. Optimizasyon

Eğri uydurma işlemi tamamlanıp sistemi uygun bir şekilde temsil eden matematiksel model elde edildikten sonra asıl optimizasyon işlemine geçilmiştir. Bu çalışmada kullanılan yöntemde amaç modeli ağırlık açısından optimize etmek olduğu için amaç fonksiyonu olarak “kütlenin minimize edilmesi” tanımlanmıştır. Ancak kütlesi minimum olarak elde edilen modelin sağlaması gereken birincil şart güvenli yaşam bölgesine herhangi bir girişim olmadan standartlar tarafından belirlenmiş bir enerjiyi absorbe edebilmesidir. Bu durumu simüle edebilmek için ilgili yükleme, deformasyon model için kritik bir hasar yaratmayacağı tahmin edilen bir noktada sonlandırılmış ve analiz süresi buna göre belirlenmiştir. Belirlenen bu analiz süresi boyunca modelin absorbe etmesi gereken minimum enerji değer i se optimizasyon probleminin kısıtı olarak tanımlanmıştır. Kısıt olarak belirlenen bu değer daha önceki kısımlarda da belirtildiği üzere 2893 J’ dr ve bu değer kritik bir değer olduğu için yazılımın optimizasyon esnasında bu kısıta sıfır hata toleransı ile uyması için gereken parametre ayarlaması yapılmıştır. Diğer parametrelerden bahsedilirse global tarama opsiyonu olarak yazılım tarafından 1, 2, 3 olarak sunulan değerlerden 3 seçilmiştir. Büyük değer seçimi optimum zme daha garantili bir yolla ulaşmayı sağlar. Kod sistemi seçiminde dizayn değerkenlerinin gerçek değerleri kullanılmıştır. Kısıt toleransı ise, sistemin absorbe edeceği enerji miktarı kritik bir konu olduğundan % 0 olarak ayarlanmıştır. Yazılımda toplam 1944 adet iterasyon sonucunda optimum sonuca ulaşılmıştır. Optimizasyon iterasyonlarının zet olarak 30 adedi kullanılarak hazırlanan bir adet görsel izelge 4.4’ de mevcuttur.

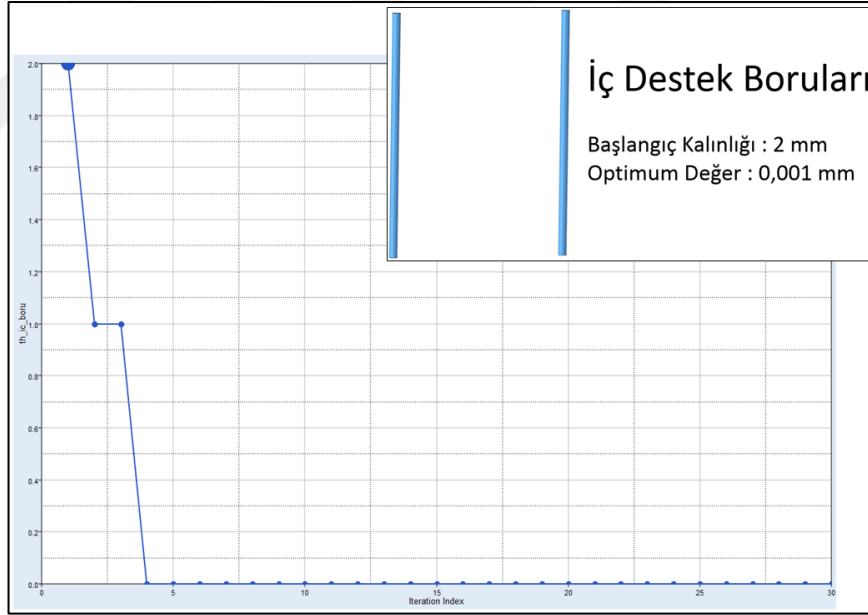
Çizelge 4.4 İterasyonlarda Dizayn Değişkenleri ve Çıktıların Aldığı Değerler

	th_dis_boru	th_ic_boru	yan_plakali	ic_d...lakali	dik_ara_pla	h_yat...plak	h_kare_profi	h_ic_suppör	shape_takoz	ape_suppö	MASS	ENERGY
1	5.0000000	2.0000000	8.0000000	8.0000000	6.0000000	6.0000000	5.0000000	8.0000000	0.0000000	0.0000000	0.5491330	2809459.5
2	5.0000000	1.0000000	9.0000000	3.0000000	6.0000000	4.0000000	6.0000000	4.0000000	0.6037655	0.8912697	0.4863544	2984117.9
3	5.0000000	1.0000000	9.0000000	3.0000000	6.0000000	4.0000000	6.0000000	4.0000000	0.6037655	0.8912697	0.4863544	2984117.9
4	6.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	8.0000000	1.0000000	6.0000000	2.0000000	0.9669199	0.0516203	0.4592688	2996960.2
5	5.0000000	0.0010000	8.0000000	2.0000000	4.0000000	3.0000000	5.0000000	8.0000000	0.1166349	0.6673883	0.4582804	2944553.5
6	4.0000000	0.0010000	9.0000000	2.0000000	3.0000000	5.0000000	6.0000000	9.0000000	0.1255437	0.7069908	0.4409391	2923780.1
7	4.0000000	0.0010000	8.0000000	2.0000000	4.0000000	4.0000000	6.0000000	8.0000000	0.2163999	0.8775697	0.4315979	2955544.5
8	4.0000000	0.0010000	8.0000000	2.0000000	4.0000000	4.0000000	6.0000000	8.0000000	0.2163999	0.8775697	0.4315979	2955544.5
9	4.0000000	0.0010000	8.0000000	2.0000000	4.0000000	4.0000000	6.0000000	8.0000000	0.2163999	0.8775697	0.4315979	2955544.5
10	4.0000000	0.0010000	8.0000000	2.0000000	4.0000000	4.0000000	6.0000000	8.0000000	0.2163999	0.8775697	0.4315979	2955544.5
11	4.0000000	0.0010000	8.0000000	2.0000000	4.0000000	4.0000000	6.0000000	8.0000000	0.2163999	0.8775697	0.4315979	2955544.5
12	4.0000000	0.0010000	8.0000000	2.0000000	4.0000000	4.0000000	6.0000000	8.0000000	0.2163999	0.8775697	0.4315979	2955544.5
13	4.0000000	0.0010000	8.0000000	2.0000000	4.0000000	4.0000000	6.0000000	8.0000000	0.2163999	0.8775697	0.4315979	2955544.5
14	4.0000000	0.0010000	8.0000000	2.0000000	4.0000000	4.0000000	6.0000000	8.0000000	0.2163999	0.8775697	0.4315979	2955544.5
15	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
16	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
17	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
18	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
19	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
20	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
21	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
22	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
23	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
24	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
25	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
26	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
27	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
28	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
29	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8
30	5.0000000	0.0010000	2.0000000	2.0000000	2.0000000	1.0000000	6.0000000	7.0000000	1.0000000	1.0000000	0.4164596	2918132.8

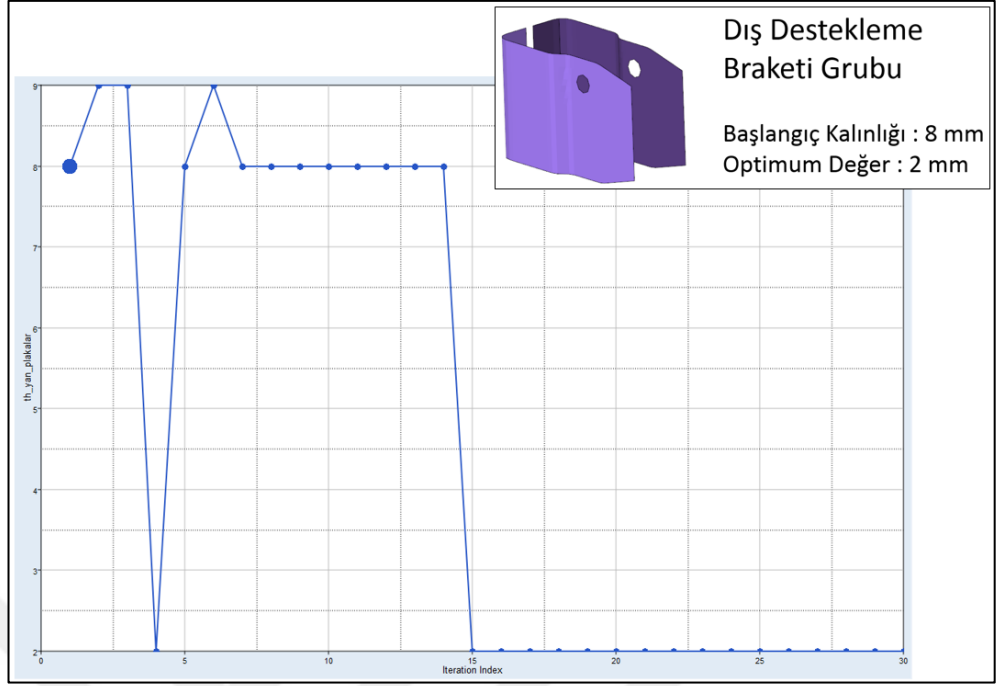
Optimizasyon iterasyonları incelendiğinde kare profil haricindeki dizayn değişkenlerinin parametrelerinin azalma yönünde bir davranış sergilediği tespit edilmiştir. Optimizasyon boyunca dizayn değişkenlerinin aldığı değerleri gösteren grafikler Şekil 4.24 – 4.33’ de görülmektedir.



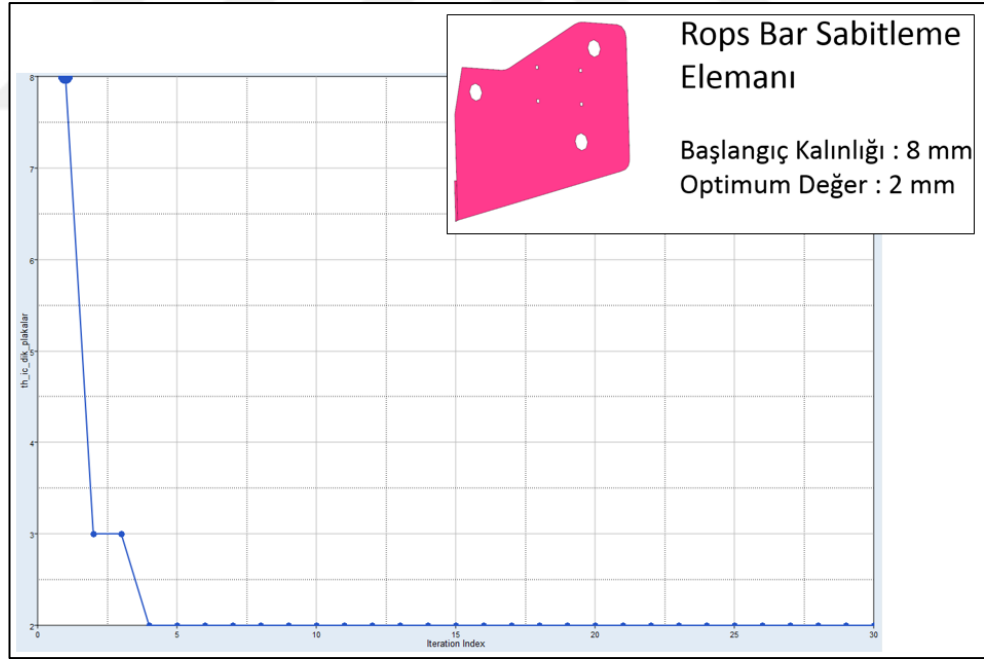
Şekil 4.24 Roll Bar Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi



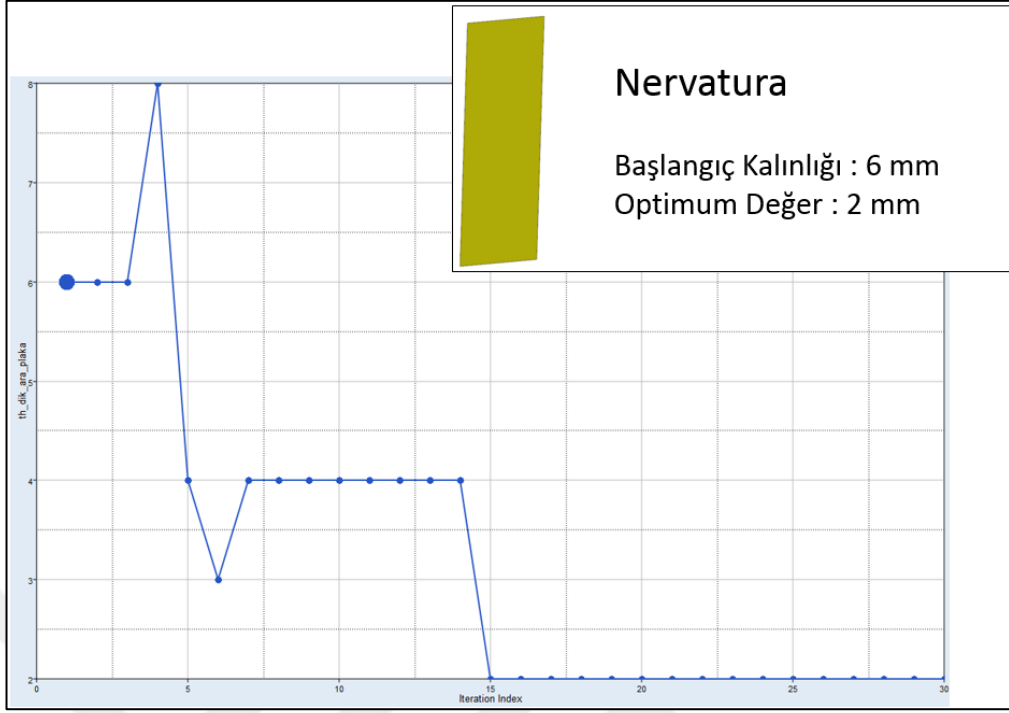
Şekil 4.25 İç Destek Borularının Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi



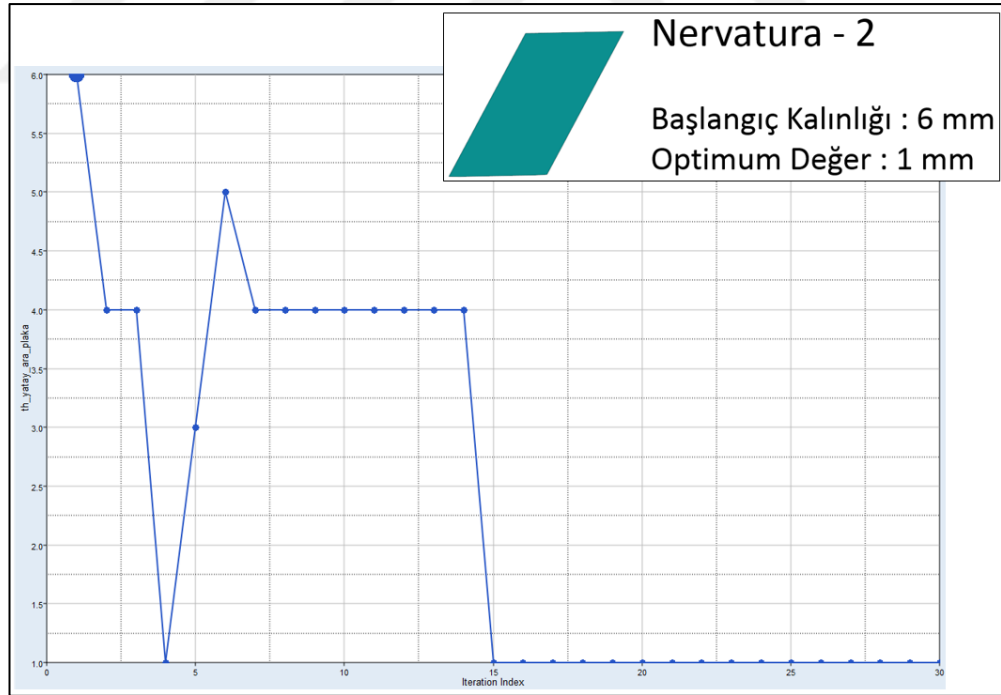
Şekil 4.26 Dış Destekleme Braketi Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi



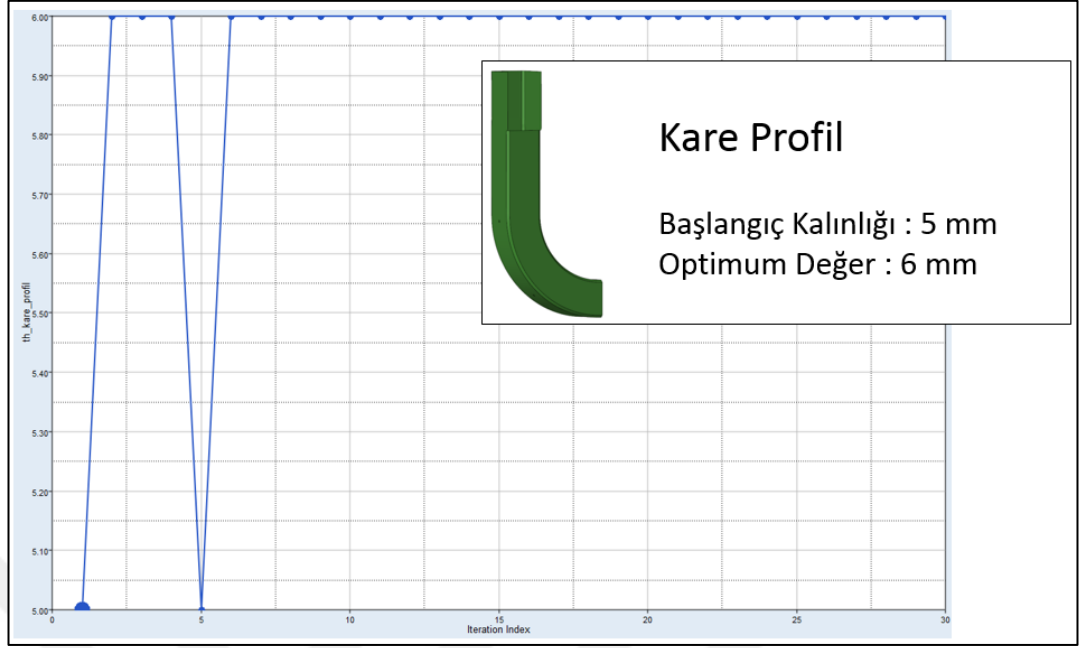
Şekil 4.27 Rops Bar Sabitleme Elemanlarının Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi



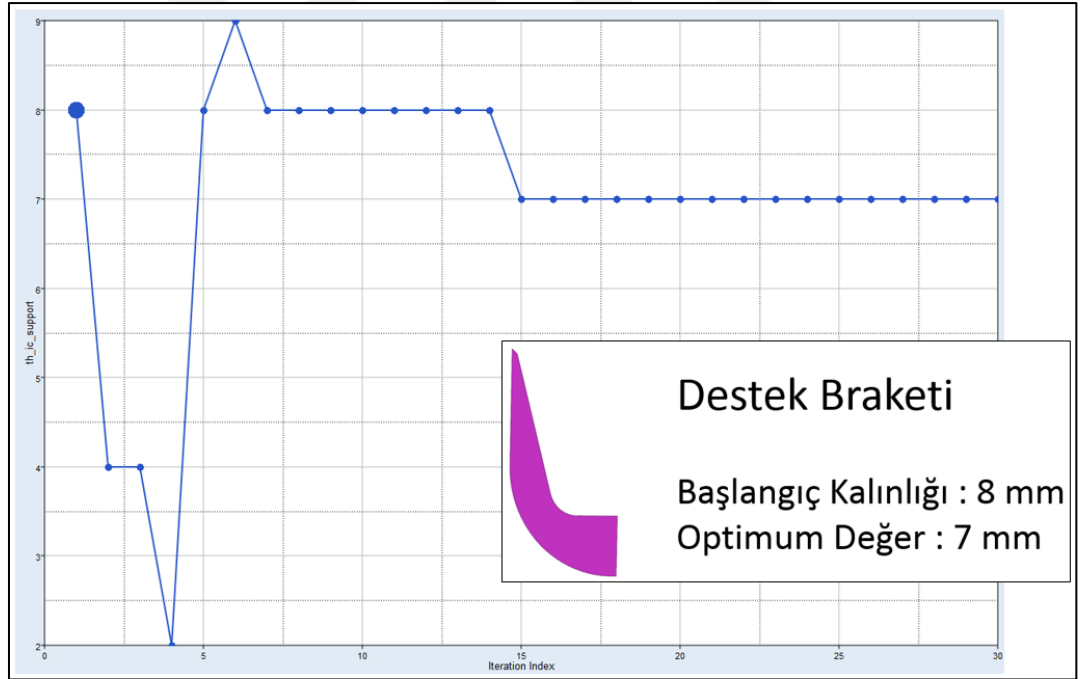
Şekil 4.28 Nervatura Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi



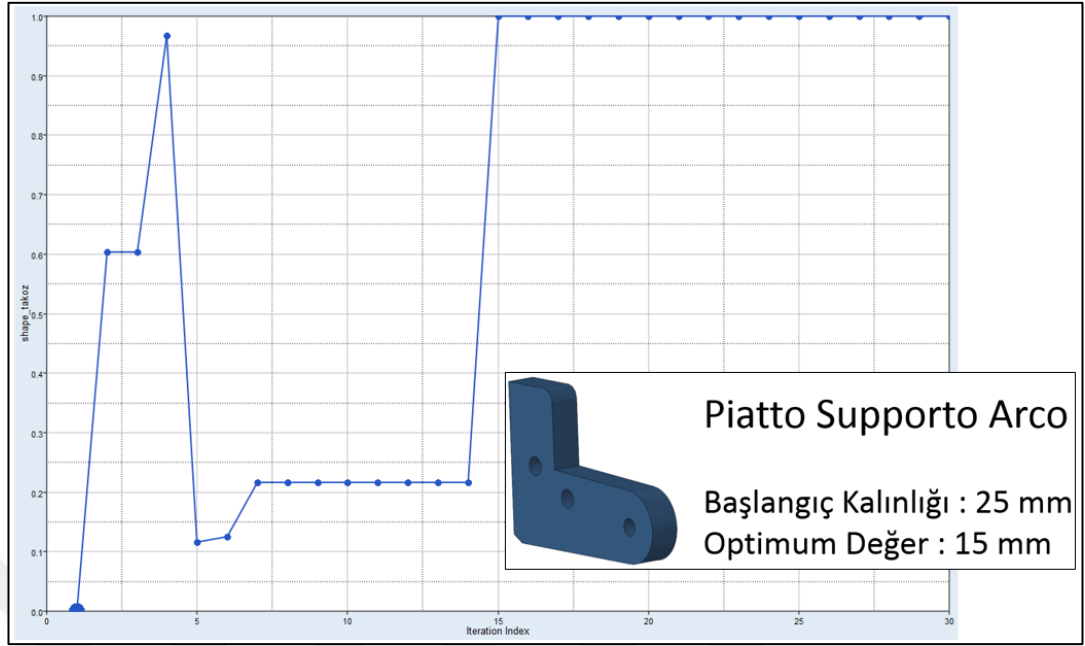
Şekil 4.29 Nervatura - 2 Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi



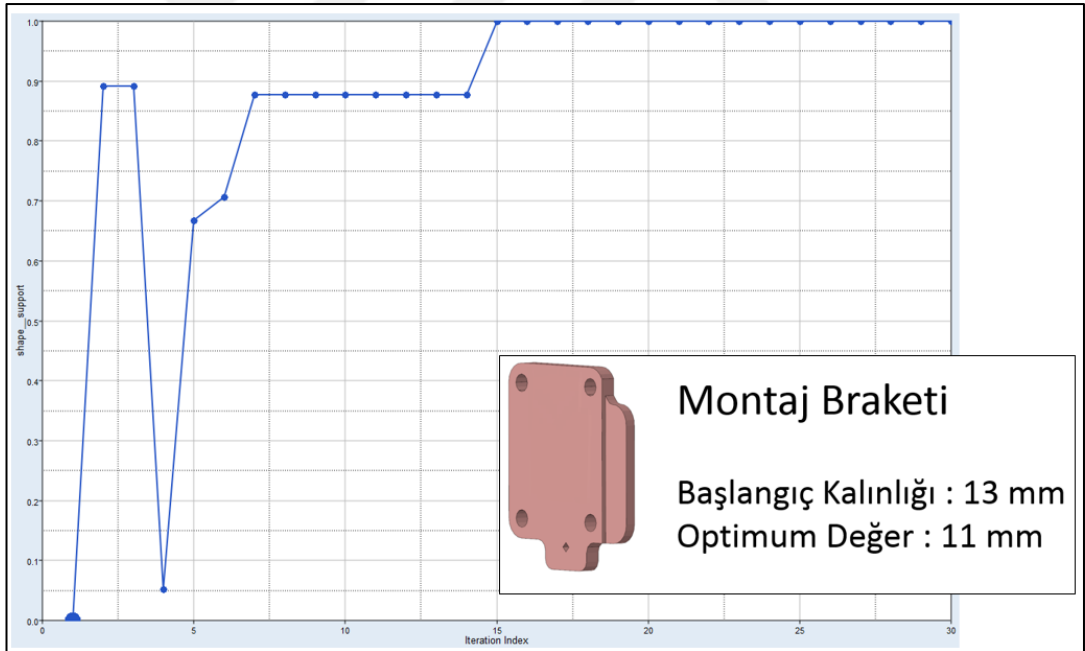
Şekil 4.30 Kare Profil Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi



Şekil 4.31 Destek Braketi Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi



Şekil 4.32 Piatto Supporto Arco Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi



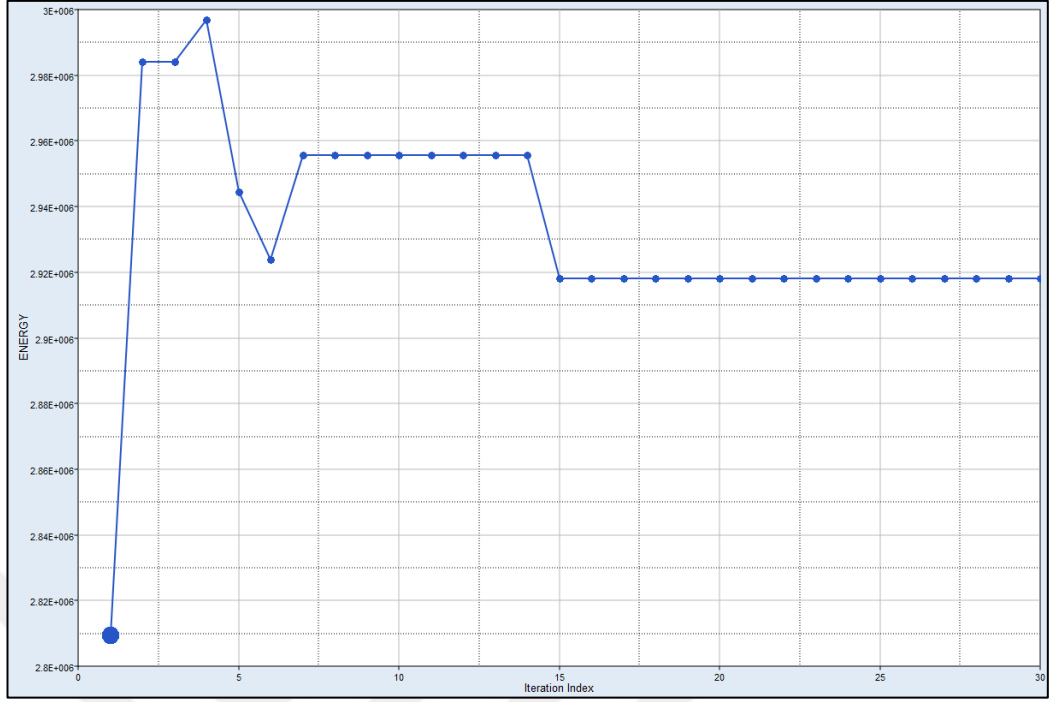
Şekil 4.33 Montaj Braketi Kalınlığının Optimizasyon Süresince Değişimi

Dizayn değişkenlerinin optimizasyon iterasyonları boyunca değişimi incelendiğinde iç destek borularının kalınlığının optimum değer olarak 0,001 mm'ye yakınsadığı görülmüştür. Bu oldukça küçük değer optimizasyon başlangıcında iç destek borularına atanan ayrık dizayn değişkeni dizisinde en küçük değer olarak 0 verilemediği için seçilmiştir. Bu şekilde girilen bu küçük değere ulaşılması ise tasarımda iç destek

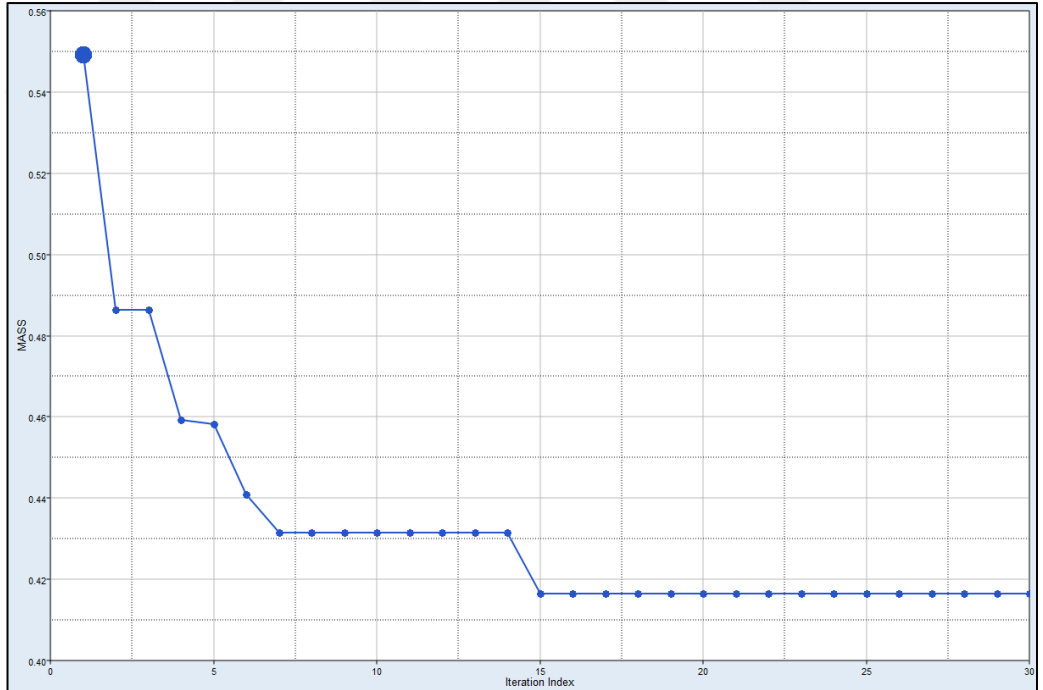
borularının kullanımına gerek olmadığını göstermiştir. 0 değeri dizayn değişkeni olarak verildiği zaman analizde hata oluşacak ve bu durumda iç destek borularının kullanılmadığı bu durumun bir opsiyon olarak simüle edilmesi mümkün olmayacaktır.

Dizayn değişkenlerinden Piatto Supporto Arco ve Montaj braketleri parçaları sonlu elemanlar modelinde katı parçalar olarak modellenmişlerdir. Kabuk eleman olarak modellenen diğer parçalarda dizayn değişkeni parametresi olarak parçanın kalınlığı verilebilmektedir. Ancak katı olarak modellenen parçalarda bu şekilde bir parametre bulunmadığından, bu parçalar için kalınlık değişimini modelleme ortamında şekil parametresi oluşturularak yazılıma tanımlamak gerekmektedir. Dolayısıyla bu parçalar için dizayn değişkeni parametresi, tanımlanan şeklin uygulanma yüzdesi olarak %0 – 100 aralığında bir oran değeri olarak hesaplanmaktadır. Piatto Supporto Arco parçasına uygulanan şekil değişimi kalınlığın maksimum olarak 25 mm’ den 15 mm’ ye düşüşü şeklindedir. Montaj braketleri için ise bu parametre kalınlığın 13 mm’ den 11 mm’ ye düşüşü olarak tanımlanmıştır. Söz konusu her iki parça için dizayn değişkenlerinin aldığı optimum değerler 1’ dir. Bu durumda Piatto Supporto Arco parçasının kalınlığının aldığı optimum değer 15 mm, montaj braketleri parçasının kalınlığının aldığı optimum değer 11 mm’ dir.

Ulaşılan optimum çözüme göre yapının toplam ağırlığı son iterasyonda yaklaşık 41,6 Kg’ dır. Optimizasyonun başlangıcındaki orjinal modelde (öneri – 1 modeli) bu değer 54,9 Kg olduğu göz önüne alınırsa yapının ağırlığında yaklaşık %24 oranında bir azalma meydana gelmiştir. Şekil 4.34 ve 4.35’ de sırasıyla kısıt ve amaç parametrelerinin değişimini gösteren grafikler mevcuttur.



Şekil 4.34 Enerji Kısıtının Optimizasyon Süresince Değişimi



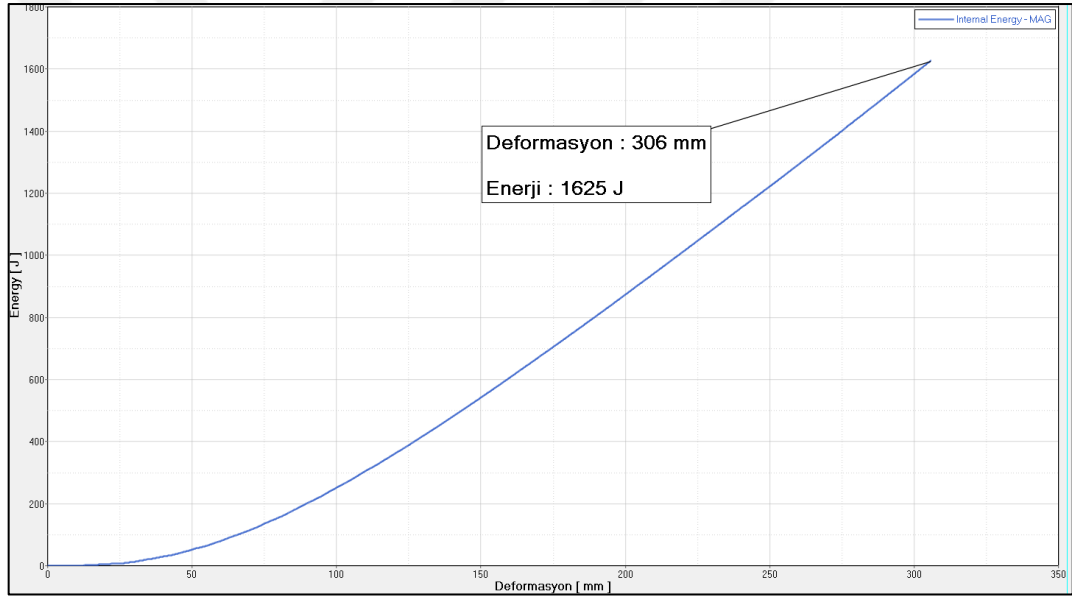
Şekil 4.35 Amaç Parametresi Olarak Tanımlanan Kütleinin Optimizasyon Süresince Değişimi

Optimizasyon sonucunda elde edilen optimum kalınlıklar başlangıç modeline yansıtıldıktan sonra elde edilen yeni model *Öneri – 2* olarak adlandırılmıştır.

Optimizasyon işleminde yalnızca YKEY testinin en kritik yüklemesi olan yandan yükleme dikkate alınarak tek yüklemeye göre optimizasyon iterasyonları yapılmıştı. Ancak elde edilen yeni modelin tüm standart yüklemeler altında nasıl bir davranış göstereceğini anlamak için bu model üzerinde tüm YKEY analizleri bir kez çözdürülmüştür.

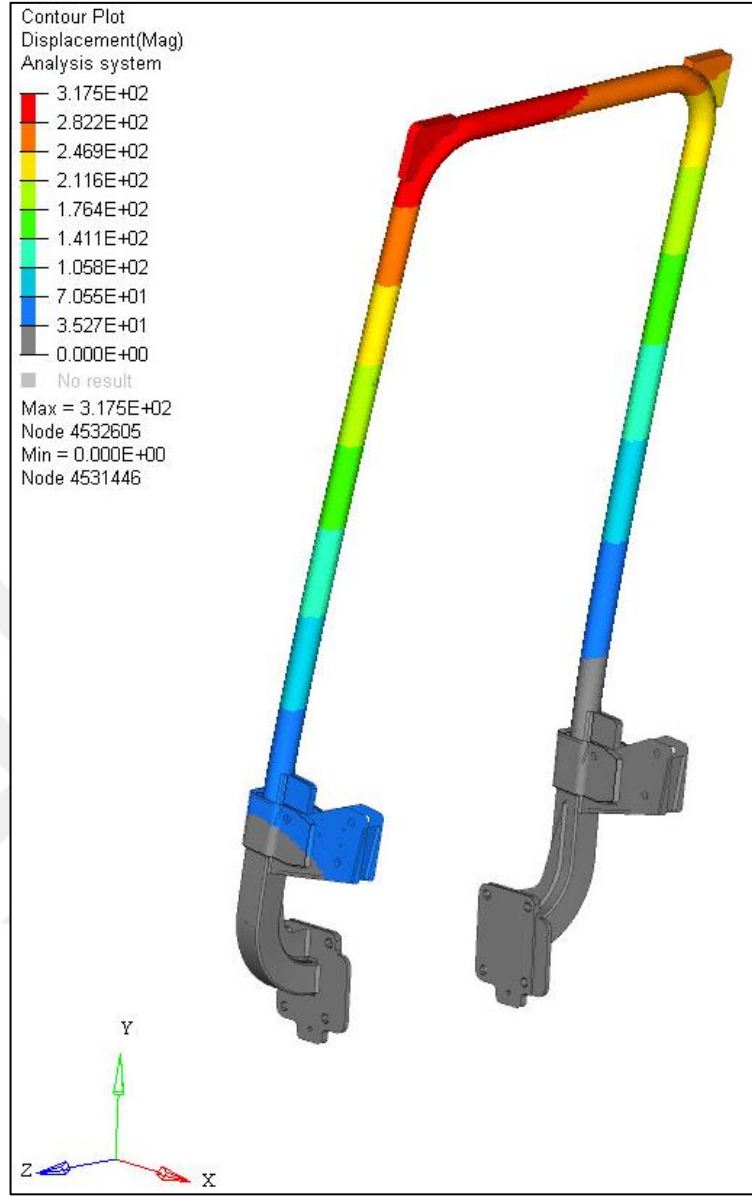
4.3.5. Öneri – 2 Modelinin Arka Yükleme

Öneri – 2 modelinin arka yükleme testinin simülasyonu için gerekli olan yükleme ve sınır şartları mevcut tasarım ile birebir aynı olacak şekilde modellenmiştir. Şekil 4.36’da öneri – 2 modeli için arka yüklemeye analiz sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir.

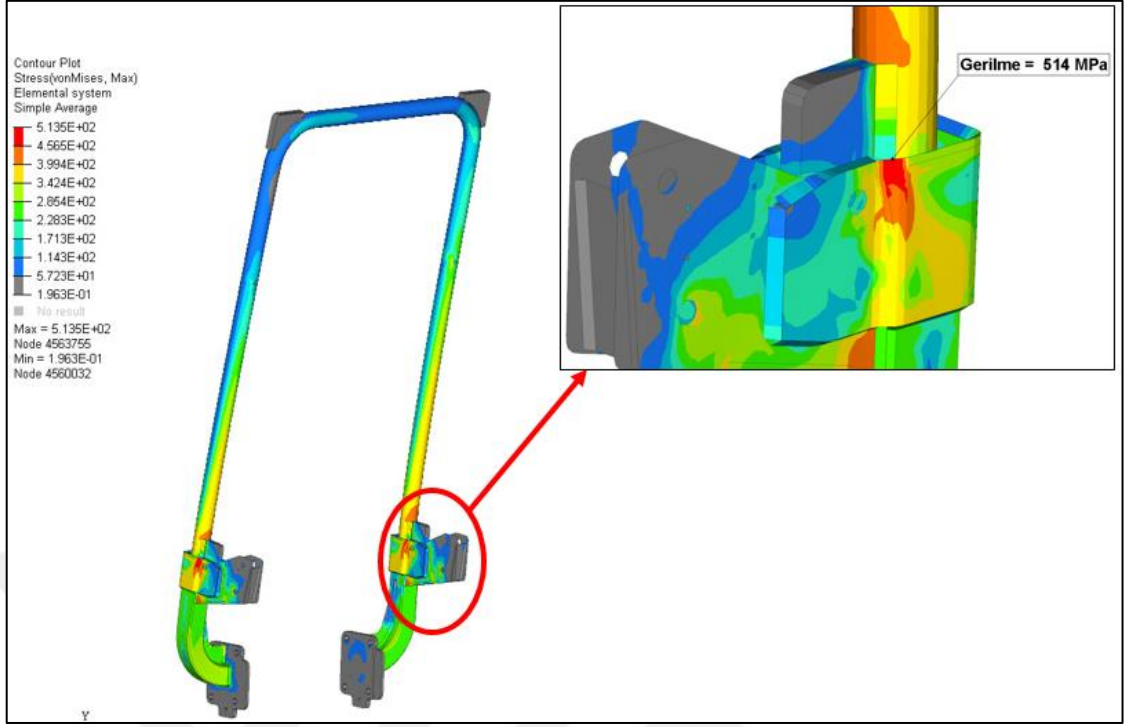


Şekil 4.36 Öneri – 2 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Öneri – 2 modelinin arka yükleme analizi esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.37 ve 4.38’ de sırasıyla yapı üzerinde önden yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir. Yükleme esnasında 514 MPa seviyesinde bir gerilme görülmüş olup, bu değer % 3 oranında bir kalıcı deformasyona neden olduğu tespit edilmiştir ve koruyucu yapı üzerinde herhangi bir kritik hasara neden olmamıştır.



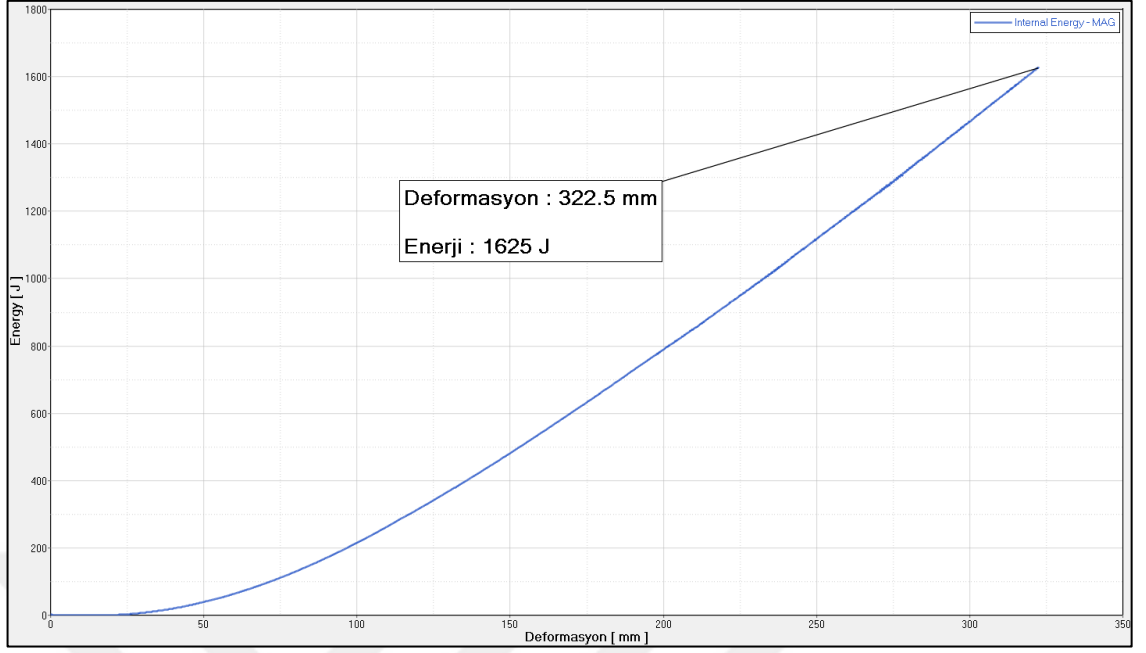
Şekil 4.37 Öneri – 2 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı



Şekil 4.38 Öneri – 2 Modeli İçin Arka Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (VonMises) Dağılımı

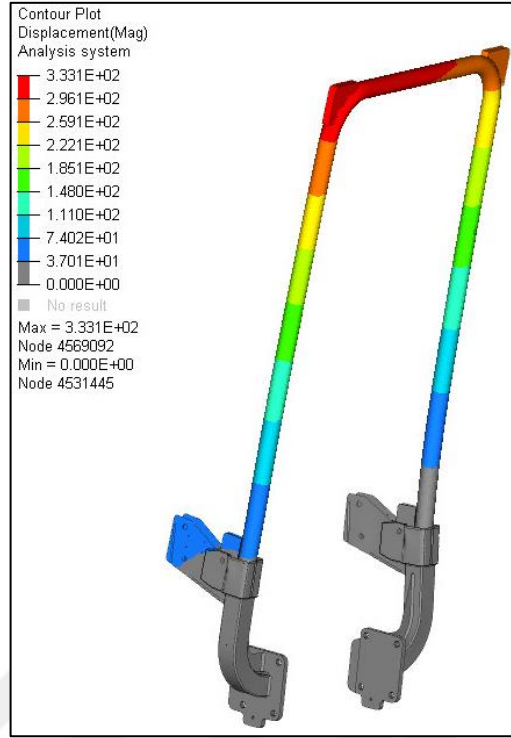
4.3.6. Öneri – 2 Modelinin Önden Yükleme

Öneri – 2 modelinin önden yükleme testinin simülasyonu için gerekli olan yükleme ve sınır şartları mevcut tasarım ile birebir aynı olacak şekilde modellenmiştir. Şekil 4.39’ da öneri – 2 modeli için önden yüklemede analiz sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir.

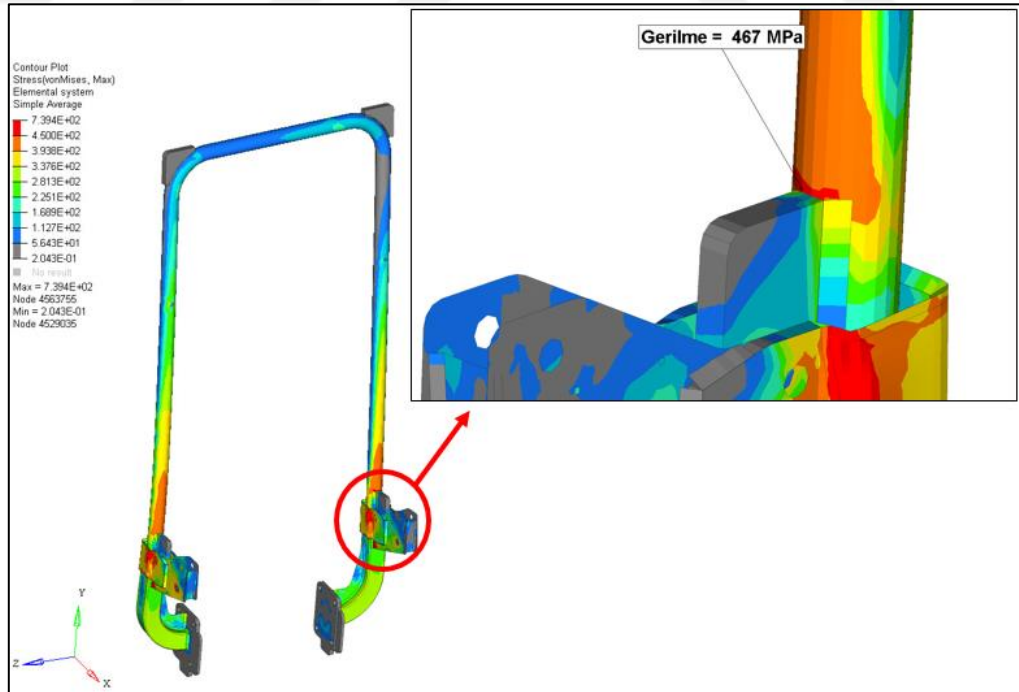


Şekil 4.39 Öneri – 2 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Öneri – 2 modelinin önden yükleme analizi esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.40 ve 4.41’ de sırasıyla yapı üzerinde önden yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir. Yükleme esnasında 467 MPa seviyesinde bir gerilme görülmüş olup, bu değer’in % 3 oranında bir kalıcı deformasyona neden olduğu tespit edilmiştir ve koruyucu yapı üzerinde herhangi bir kritik hasara neden olmamıştır.



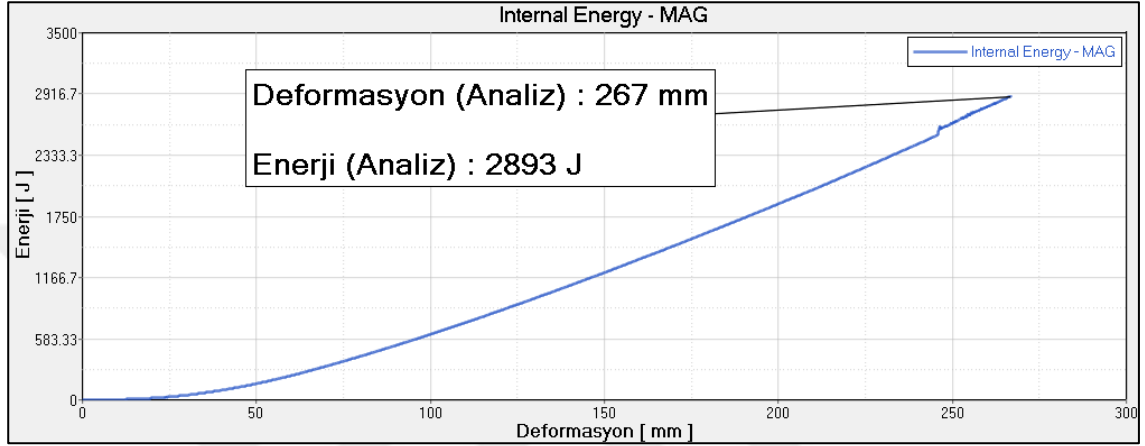
Şekil 4.40 Öneri – 2 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği



Şekil 4.41 Öneri – 2 Modeli İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (VonMises) Dağılımı

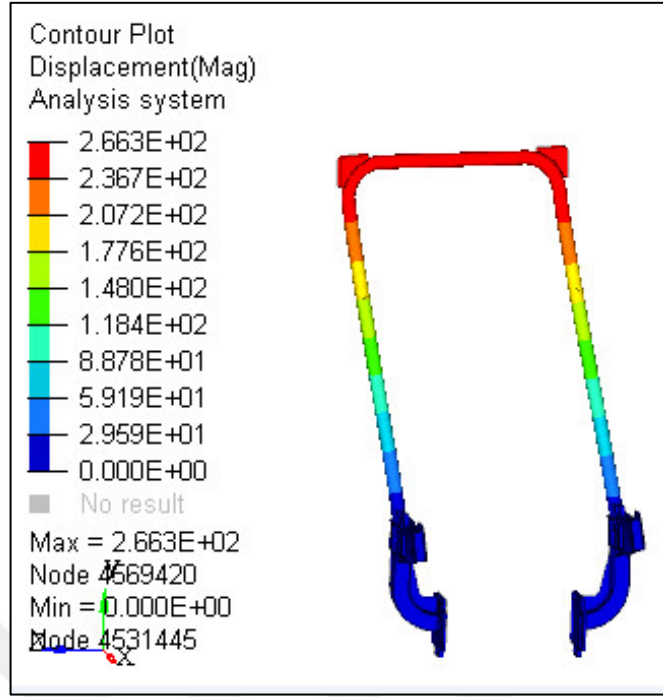
4.3.7. Öneri – 2 Modelinin Yandan Yükleme

Öneri – 2 modelinin yandan yükleme testinin simülasyonu için gerekli olan yükleme ve sınır şartları mevcut tasarım ile birebir aynı olacak şekilde modellenmiştir. Şekil 4.42’de öneri – 2 modeli için yandan yüklemede analiz sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir.

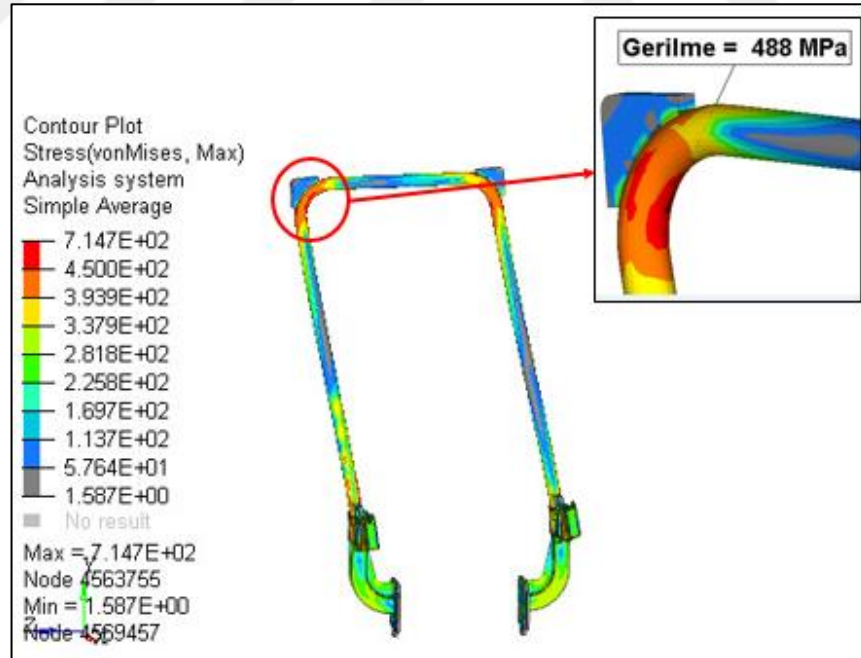


Şekil 4.42 Öneri – 2 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Öneri – 2 modelinin yandan yükleme analizi esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.43 ve 4.44’ de sırasıyla yapı üzerinde yandan yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir. Yükleme esnasında 488 MPa seviyesinde bir gerilme görülmüş olup, bu değer’in % 3 oranında bir kalıcı deformasyona neden olduğu tespit edilmiştir ve koruyucu yapı üzerinde herhangi bir kritik hasara neden olmamıştır.

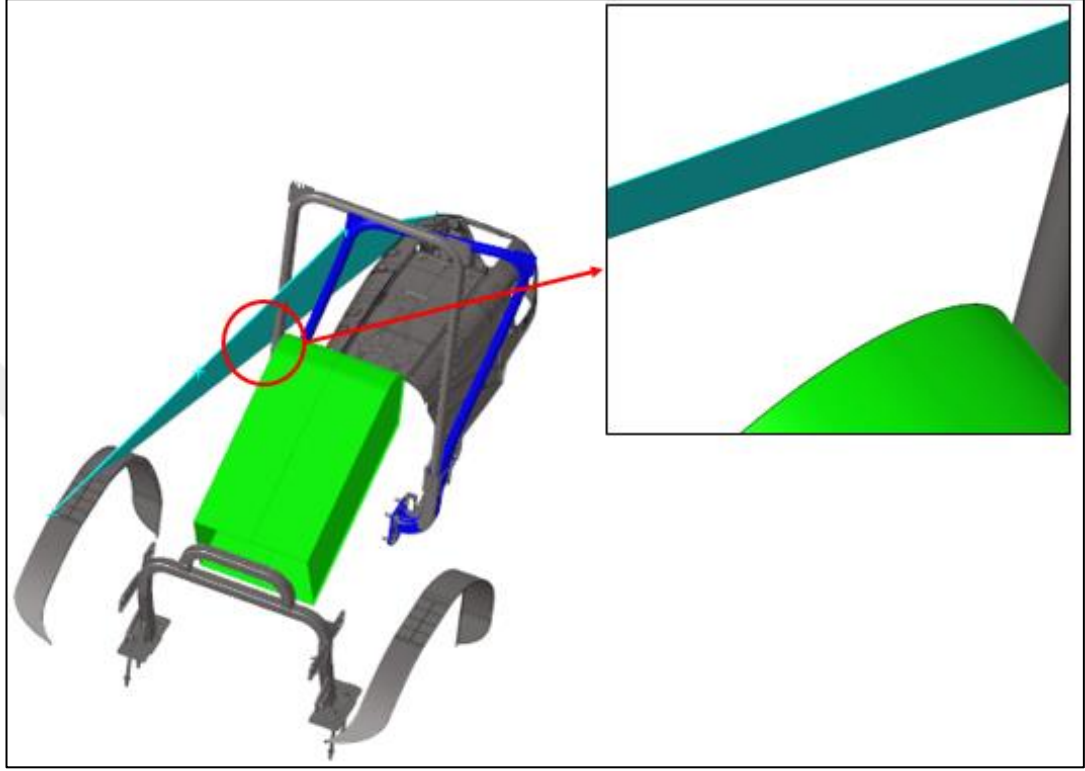


Şekil 4.43 Öneri – 2 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı



Şekil 4.44 Öneri – 2 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı

Öneri – 2 modelinin yandan yükleme analizinde güvenli bölgeye herhangi bir girişim görülmemiştir. Şekil 4.45’ de güvenli bölgeye girişim durumunu gösteren bir görsel mevcuttur.

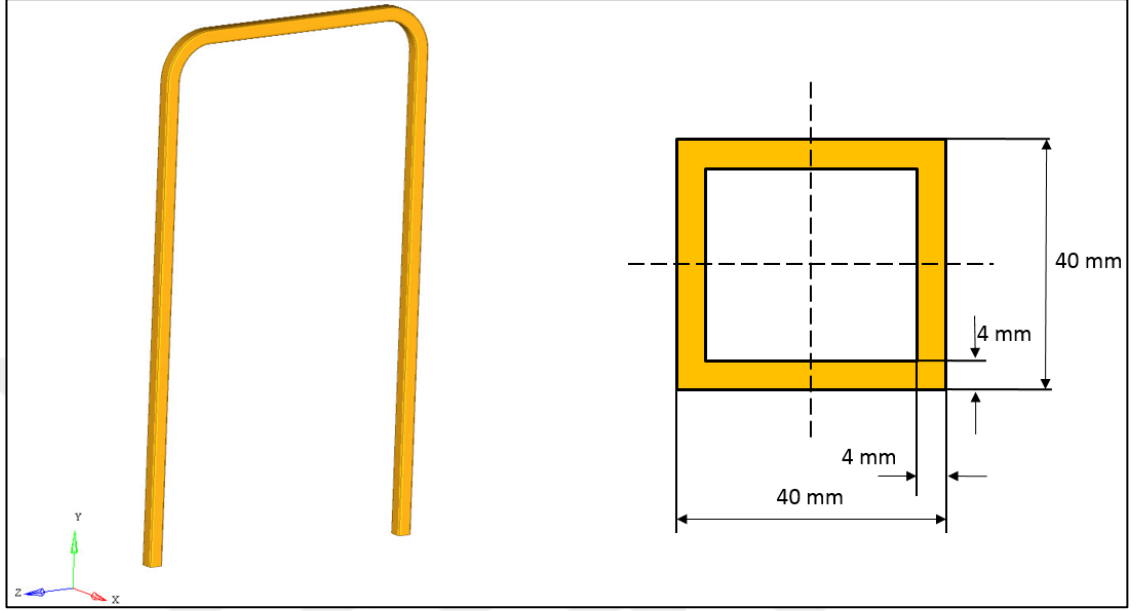


Şekil 4.45 Öneri – 1 Modeli İçin Yandan Yüklemede Analiz Sonrasında Yapılan Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim Kontrolü

4.4. Nihai Tasarım

Bu aşamaya kadar olan süreçte mevcut tasarımın sanal analizleri gerçekleştirilip fiziksel testlerle doğrulanmış ve mevcut tasarım üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Daha sonrasında ise mevcut tasarımın başka bir traktörde kullanılması durumu ortaya çıkmıştır. Kullanılacak bu yeni traktör mevcut araca oranla daha düşük profile sahiptir ve yine ağırlık açısından daha hafif dolayısıyla daha az maliyetli bir tasarıma ihtiyaç duyulmuştur. Tasarım ile ilgili birtakım kısıtlamalar nedeniyle öneri – 2 modelinin bütünüyle yeni tasarıma uygulanması mümkün olmamıştır. Optimizasyon sürecinde elde edilen roll bar içerisinde iç desteklere gerek olmadığı sonucuna dayanarak yeni tasarımda bu destekler kaldırılmıştır. Roll Bar malzemesi ise Fe 510D yerine daha düşük direngenliğe sahip Fe 360C malzemesi kullanılmıştır. Ayrıca kare profil ile roll bar

bağlantısı etrafında bulunan braketlerde de kalınlık azaltımına gidilmiştir. Yeni tasarımdaki en büyük değişiklik olan yeni roll bar tasarımı ile diğer parçaların yeni kalınlık değerleri sırasıyla Şekil 4.46 ve Çizelge 4.5' de mevcuttur.



Şekil 4.46 Nihai Tasarımda Kullanılan Yeni Roll Bar

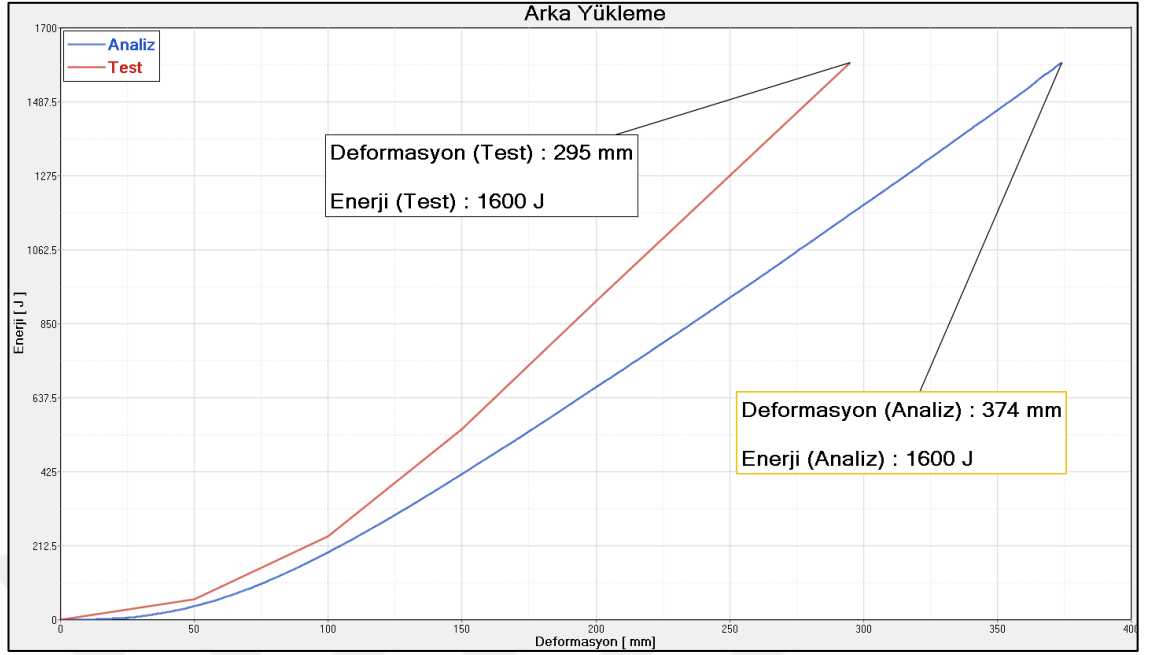
Çizelge 4.5 Nihai Tasarımda Kullanılan Parçaların Kalınlıkları

PARÇA	KALINLIK [mm]
 Dış Destekleme Braketi Grubu (2 Adet)	6
 Rops Bar Sabitleme Elemanı (4 Adet)	5
 Nervatura (2 Adet)	6
 Nervatura - 2 (2 Adet)	6
 Kare Profil (2 Adet)	5
 Destek Braketi (2 Adet)	8
 Piatto Supporto Arco (2 Adet)	25
 Montaj Braketi (2 Adet)	15

Nihai tasarımın prototip öncesi sanal analizleri gerçekleştirilmiş ve mevcut tasarım gibi fiziksel testlerle doğrulaması yapılmıştır.

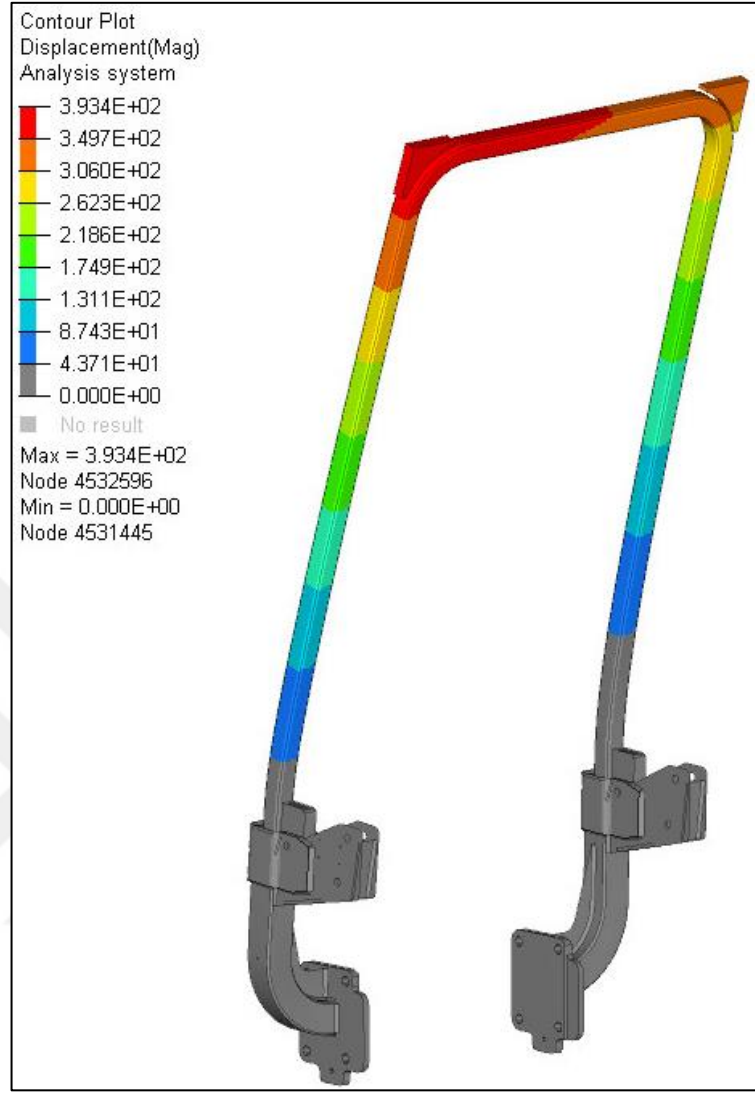
4.4.1. Nihai Tasarımın Arka Yükleme

Nihai tasarımın arka yükleme testinin simülasyonu için gerekli olan yükleme ve sınır şartları oluşturulurken yeni aracın sahip olduğu parametreler dikkate alınmıştır. Şekil 4.47' de nihai tasarım için arka yüklemeye analiz ve test sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir. Nihai tasarımın kullanıldığı aracın referans kütle değeri 2200 Kg'dır. Dolayısıyla arka yükleme için gereken enerji miktarı 1600 J'dür.

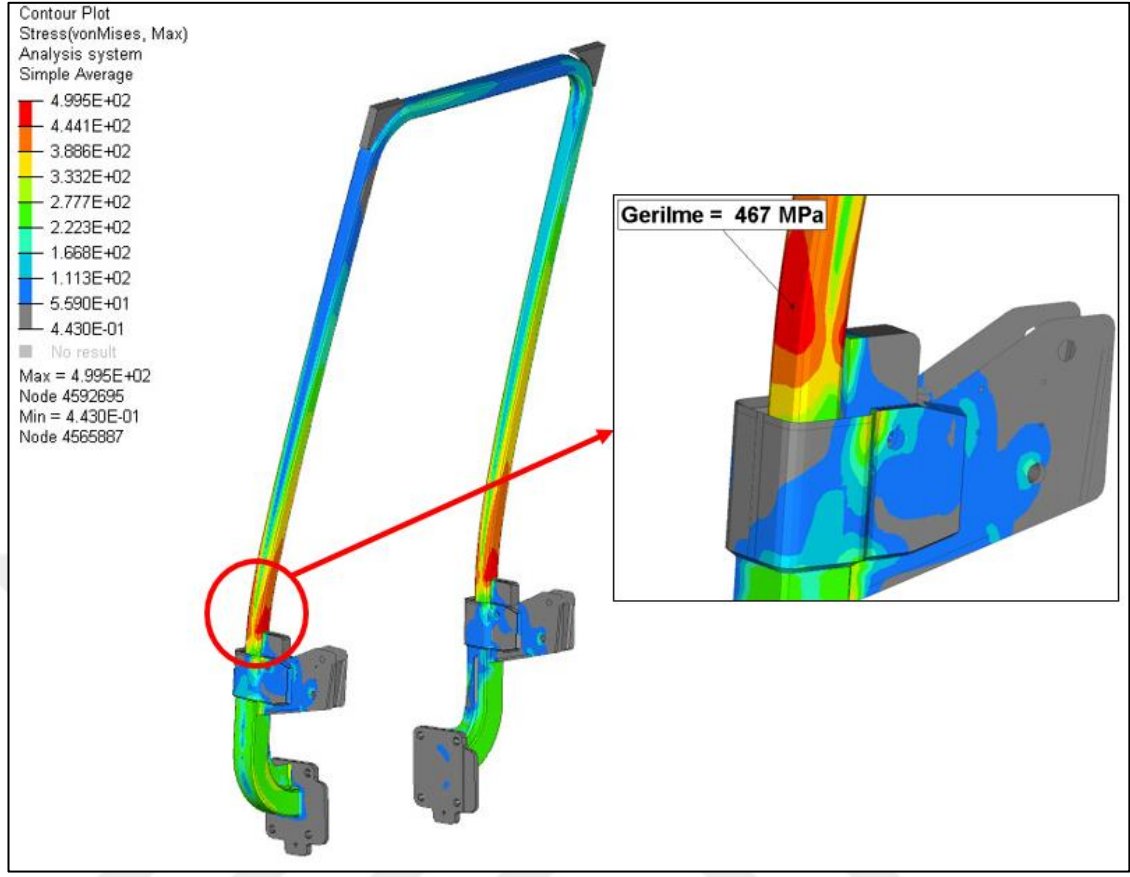


Şekil 4.47 Nihai Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Nihai tasarım için arka yüklemede analiz ve test sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde analiz ve test arasında yaklaşık %73 değerinde bir korelasyon seviyesine ulaşılmıştır. İlgili analiz esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.48 ve 4.49’ da sırasıyla yapı üzerinde arka yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir.



Şekil 4.48 Nihai Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz Sonucunda Elde Edilen Deformasyon Dağılımı

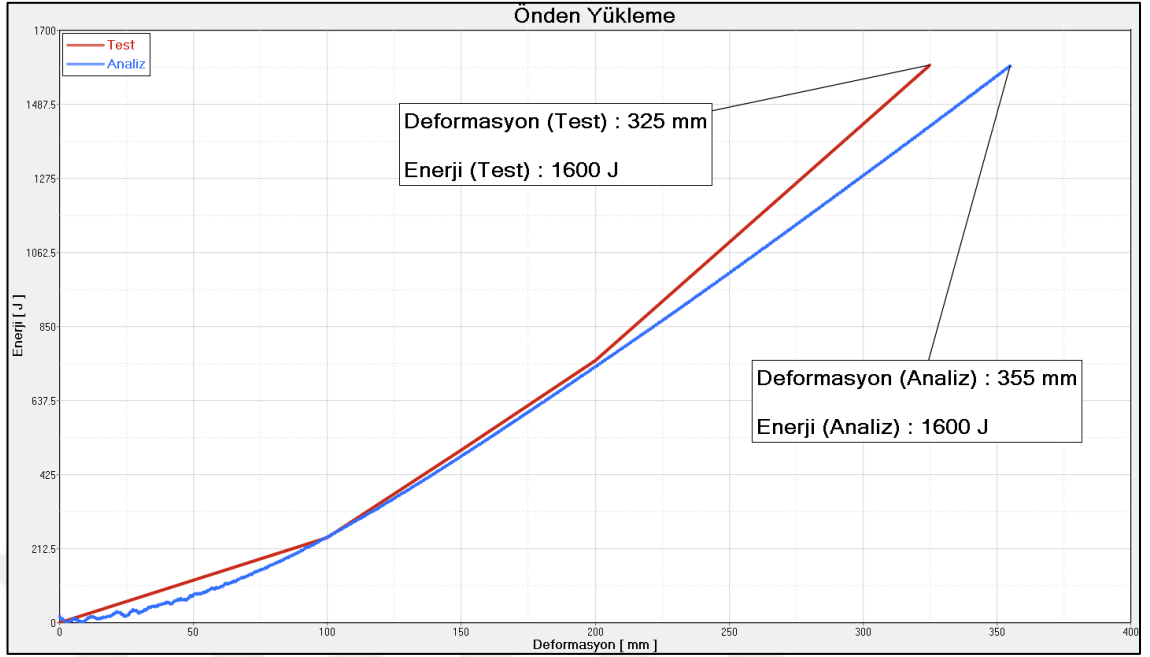


Şekil 4.49 Nihai Tasarım İçin Arka Yüklemede Analiz Sonucunda Elde Edilen Gerilme Dağılımı

Arka yükleme için gerilme dağılımı incelendiğinde 467 MPa seviyelerinde en yüksek gerilme değerlerine ulaşılmış olup, bu değer %3 oranında bir kalıcı deformasyona tekabül etmekte ve yapı üzerinde kritik bir hasara neden olmamaktadır.

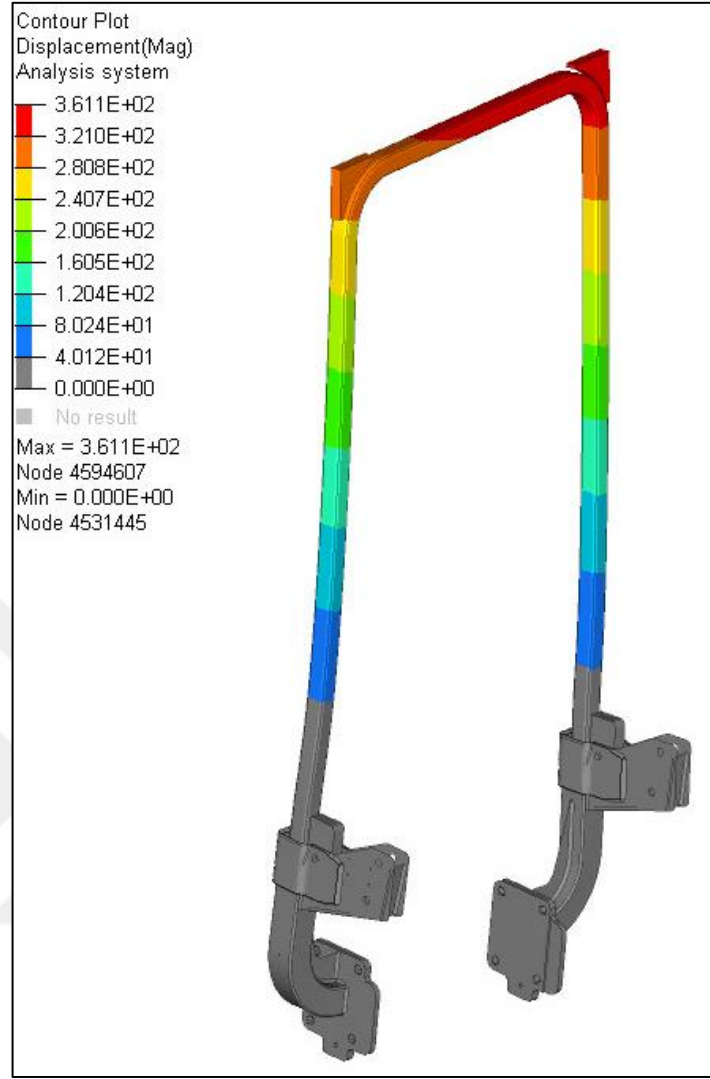
4.4.2. Nihai Tasarımın Önden Yükleme

Nihai tasarımın önden yükleme testinin simülasyonu için gerekli olan yükleme ve sınır şartları oluşturulurken yeni aracın sahip olduğu parametreler dikkate alınmıştır. Şekil 4.50’ de nihai tasarım için önden yüklemede analiz ve test sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir. Nihai tasarımın kullanıldığı aracın referans kütle değeri 2200 Kg’dır. Dolayısıyla önden yükleme için gereken enerji miktarı 1600 J’ dır.

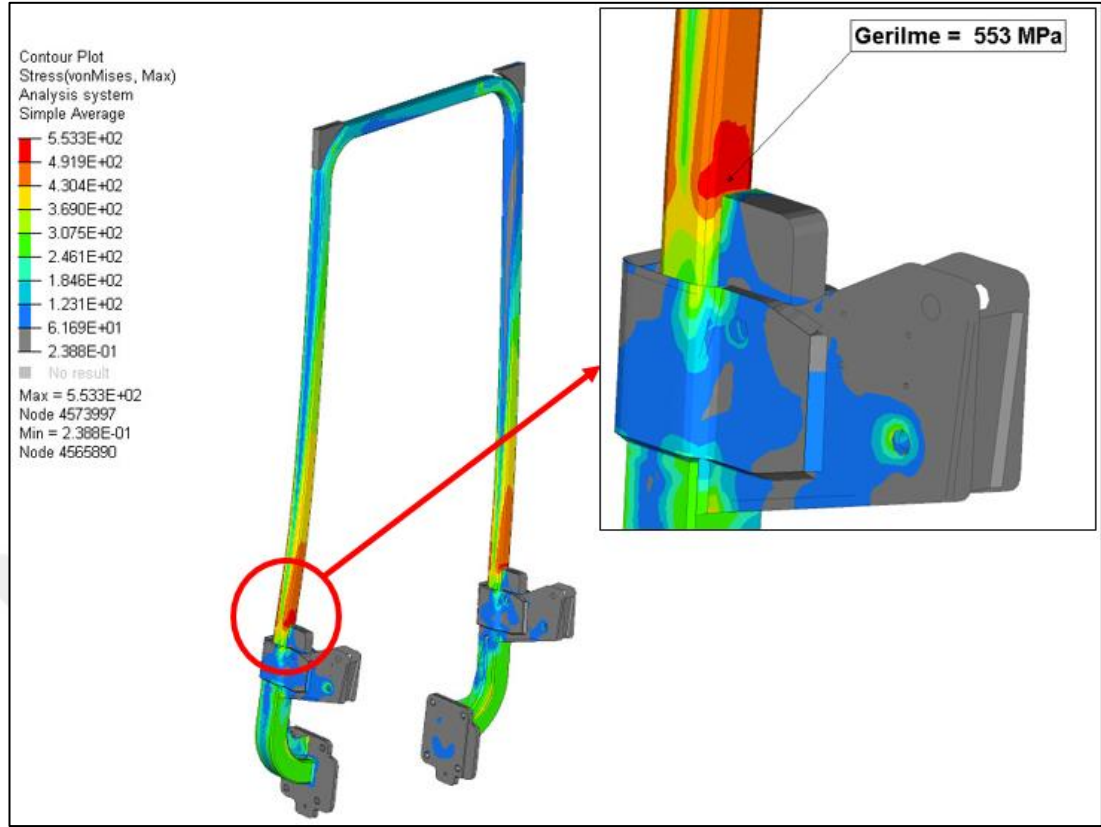


Şekil 4.50 Nihai Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

Nihai tasarım için önden yüklemede analiz ve test sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde analiz ve test arasında yaklaşık %91 değerinde bir korelasyon seviyesine ulaşılmıştır. İlgili analiz esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.51 ve 4.52’ de sırasıyla yapı üzerinde önden yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir.



Şekil 4.51 Nihai Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı

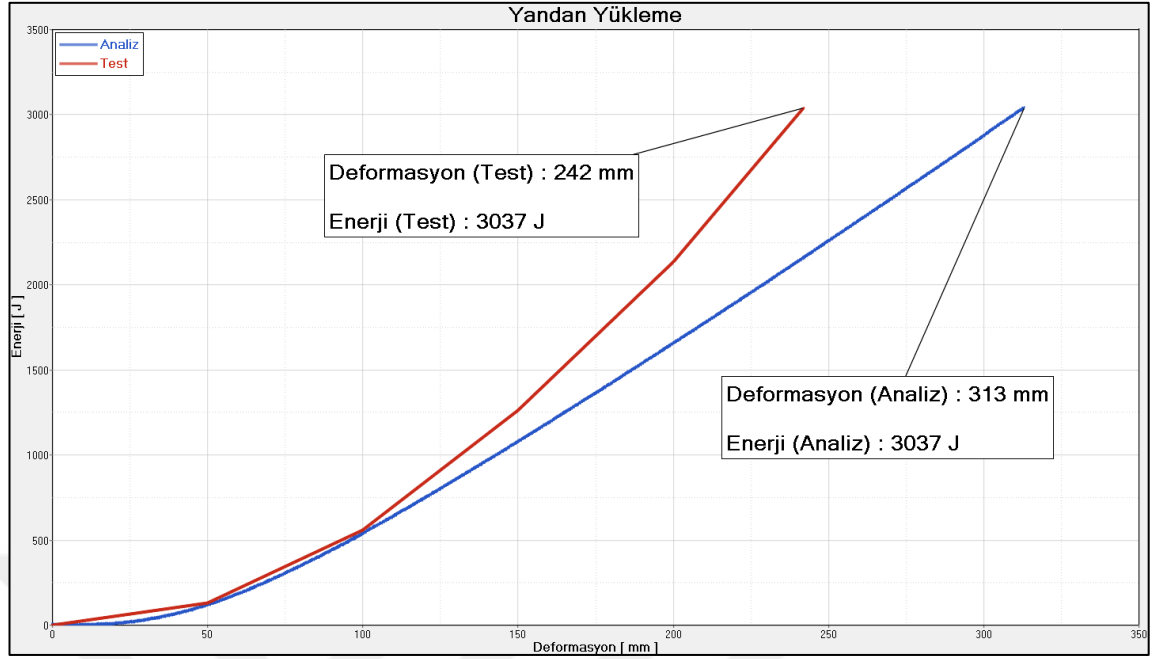


Şekil 4.52 Nihai Tasarım İçin Önden Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı

Önden yükleme için gerilme dağılımı incelendiğinde 553 MPa seviyelerinde en yüksek gerilme değerlerine ulaşılmaktadır. Bu değer % 5 değerinde kalıcı deformasyon anlamına gelmektedir ve yapı üzerinde kritik bir hasara neden olmamaktadır.

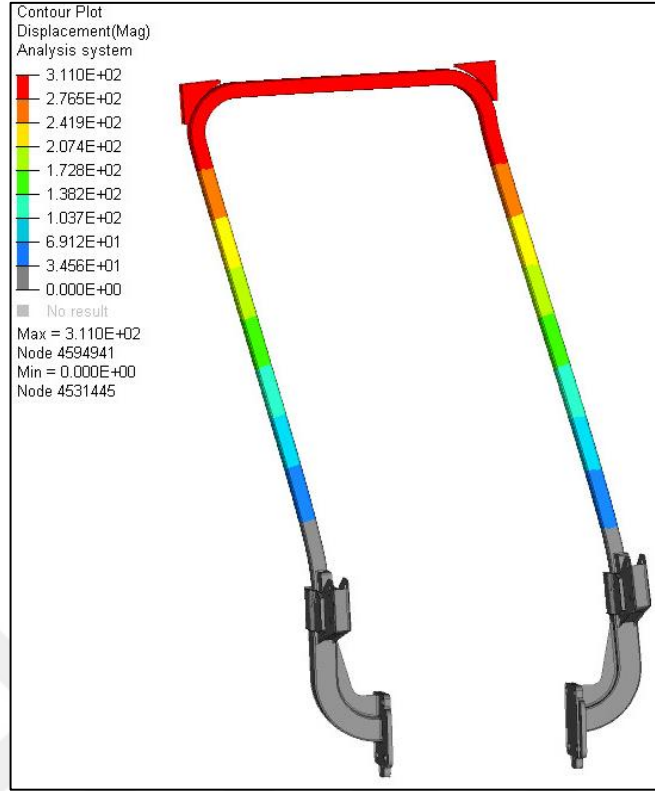
4.4.3. Nihai Tasarımın Yandan Yükleme

Nihai tasarımın yandan yükleme testinin simülasyonu için gerekli olan yükleme ve sınır şartları oluşturulurken yeni aracın sahip olduğu parametreler dikkate alınmıştır. Şekil 4.53' de nihai tasarım için yandan yüklemede analiz ve test sırasında elde edilen deformasyon ve enerji değerleri görülebilir. Nihai tasarımın kullanıldığı aracın referans kütle değeri 2200 Kg'dır. Ayrıca yandan yükleme enerji değerini hesaplayabilmek için kullanılan ek bilgiler olan traktörün en küçük toplam genişliği 1375 mm, koruyucu yapının en büyük dış genişliği 794 mm' dir. Bu bilgiler kullanılarak elde edilen yandan yükleme için gereken enerji miktarı 3037 J' dür.

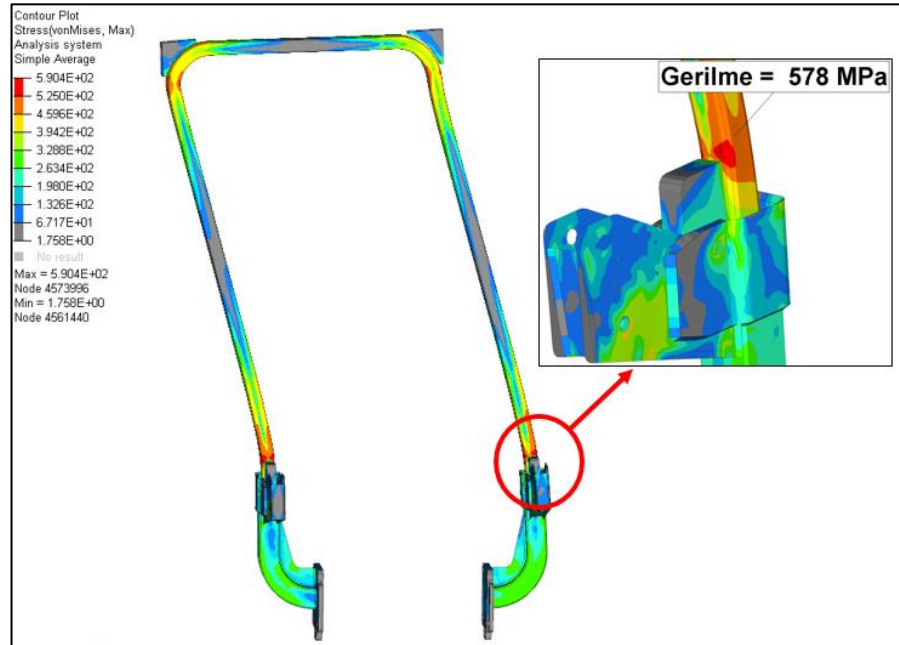


Şekil 4.53 Nihai Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz ve Test Sırasında Elde Edilen Deformasyon – Enerji Grafiği

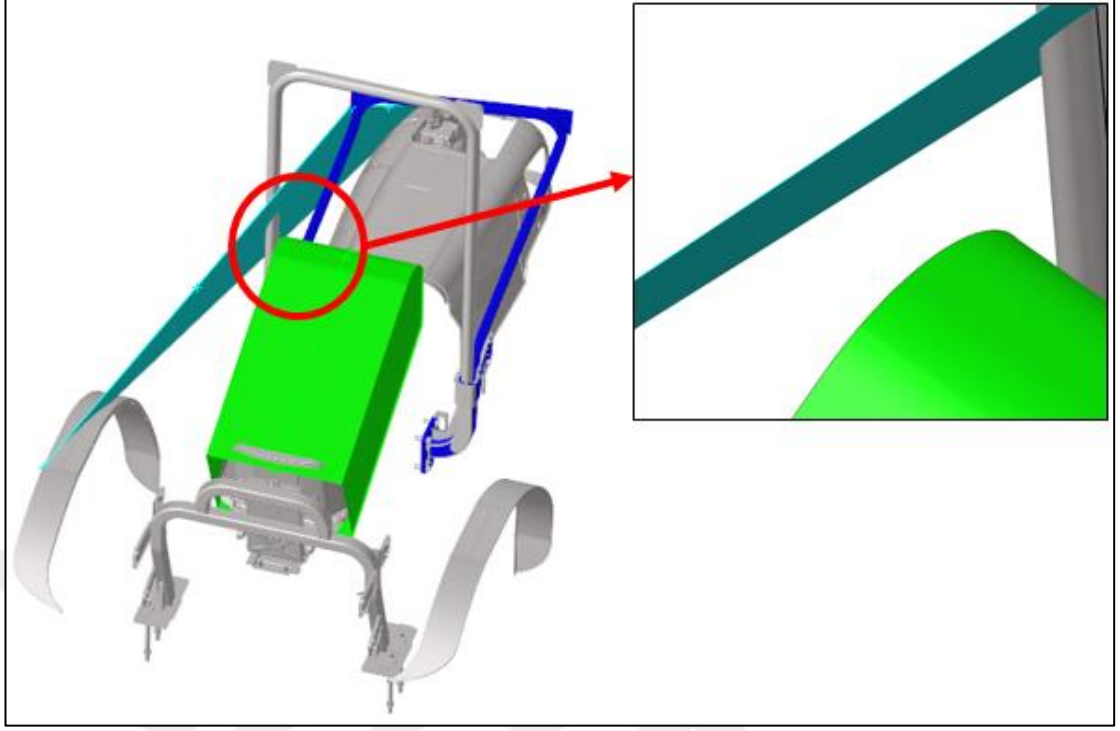
Nihai tasarım için yandan yüklemede analiz ve test sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde analiz ve test arasında yaklaşık %71 değerinde bir korelasyon seviyesine ulaşılmıştır. İlgili analiz esnasında yapı üzerinde kırılmaya yol açabilecek herhangi bir kritik hasar ve güvenli bölgeye girişim ihtimali görülmemiştir. Şekil 4.54 ve 4.55’ de sırasıyla yapı üzerinde önden yüklemeye ait deformasyon ve gerilme dağılımları görülebilir. Yandan yükleme için gerilme dağılımı incelendiğinde 578 MPa seviyelerinde en yüksek gerilme değerlerine ulaşılmaktadır. Bu değer % 9,4 değerinde kalıcı deformasyon anlamına gelmektedir ve yapı üzerinde kritik bir hasara neden olmamaktadır. Nihai tasarımın yandan yükleme analizinde güvenli bölgeye herhangi bir girişim görülmemiş olup, yapılan fiziksel testlerle de bu durum doğrulanmıştır. Şekil 4.56’ de güvenli bölgeye girişim durumunu gösteren bir görsel mevcuttur.



Şekil 4.54 Nihai Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Deformasyon Dağılımı



Şekil 4.55 Nihai Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sırasında Elde Edilen Gerilme (Von Mises) Dağılımı



Şekil 4.56 Nihai Tasarım İçin Yandan Yüklemede Analiz Sonrasında Yapılan Güvenli Yaşam Bölgesine Girişim Kontrolü

5. SONUÇ

Bu tezde, yuvarlanmaya karşı emniyetli yapılar (YKEY) tanıtılmış, bu yapıların sınıflandırılmasına yer verilmiş ve bu yapıların tasarım ve analizleri ile optimizasyonları üzerine yapılmış çalışmalar hakkında araştırma yapılmıştır.

Koruyucu yapının sanal doğrulaması için kullanılan sonlu elemanlar yöntemini uygulama safhasında oluşturulan analiz modelinde, toplamda 84925 eleman ve 74274 düğüm sayısı kullanılmıştır. Öncelikli olarak halihazırda prototipi üretilmek üzere olan mevcut tasarımın bahsedilen OECD kod 6 standardına göre sanal analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde ilgili standarda uygun olarak güvenli yaşam bölgesine herhangi bir girişim görülmeyip, yapının fonksiyonelliğini bozacak yüksek seviyede bir deformasyona da rastlanmamıştır. Daha sonra mevcut tasarım üzerinden roll bar kesiti değiştirilerek daha hafif bir model elde etmek amacıyla yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Öneri – 1 adı verilen bu tasarımın sanal analizleri, mevcut tasarım ile yapılan analizlerdeki yükleme ve sınır şartları kullanılarak tekrarlanmıştır ve oluşturulan bu yeni modelin de gereklilikleri sağladığı görülmüştür. 54,9 Kg ağırlığa sahip olan öneri – 1 modeli, 67,6 Kg ağırlığa sahip mevcut modele göre %19 daha hafiftir. Daha sonra öneri – 1 modeli üzerinden bir parametrik optimizasyon çalışması yapılmıştır. %24 ağırlık azaltımı sağlayan bu çalışma sonucunda elde edilen modelin ağırlığı 41.7 Kg' dır. Daha sonra farklı bir araçta denenen nihai tasarımda roll bar olarak kare kesitli içi boş ve kalınlığı 4 mm olan bir profil kullanılmıştır. Aynı zamanda daha zayıf malzeme kullanılan bu yapıda ağırlık 42,3 Kg olmuştur. Yapının ilk hali olan mevcut tasarıma göre toplamda yaklaşık %37 ağırlık azaltımı yapılmıştır.

Oluşturulan tüm modellerin OECD kod 6 standardına göre sanal analizleri gerçekleştirilmiştir. Mevcut tasarım ve nihai tasarımın analizlerinin doğruluğu fiziksel testlerle de desteklenmiştir.

Yapılan bu çalışma ile elde edilen sonuçlara dayanarak, tasarımcıların geliştirdikleri koruyucu yapı tasarımlarının fiziksel testlerden geçip geçmeyeceği konusunda yüksek korelasyonlu bir tahmin yapabilmelerinin mümkün olduğu görülmüştür. Yine bu çalışma le birlikte tasarımcılara; çalışma kapsamında kullanılan optimizasyon yöntemleri ile birlikte yapının minimum maliyetli olarak da elde edilebilmesine yönelik bir metodoloji sunulmuştur.

KAYNAKLAR

- Alfaro, J.R., Arana, I., Arazuri, S., Jaren, C. 2010.** Assessing the Safety Provided by SAE J2194 Standard and Code 4 Standard Code for Testing ROPS, Using Finite Element Analysis. *Biosystems Engineering*, 105: 189-197.
- Antunes, S.M., Cordeiro, C., Teixeira H.M. 2018.** Analysis of Fatal Accidents with Tractors in the Centre of Portugal: Ten Years Analysis. *Forensic Science International*, 287: 74-80.
- Artar, M., Daloğlu, A. 2015.** Çok Katlı Kompozit Çelik Çerçevesinin Genetik Algoritma ile Dinamik Sınırlayıcı Optimizasyonu. *İMO Teknik Dergi*, 434: 7077-7098.
- Ayers, P., Khorsandi, F., Wang, X., Araujo, G. 2018.** ROPS Designs to Protect Operators During Agricultural Tractor Rollovers. *Journal of Terramechanics*, 75: 49-55.
- Baykaşoğlu, C., Mugan, A., Sünbuloğlu, E., Bozdağ, S.E., Aruk, F., Toprak, T. 2013.** Rollover Crashworthiness Analysis of a Railroad Passenger Car. *International Journal of Crashworthiness*, 18 (1): 492-501.
- Bhardwaj, S., Ashok, B., Lath, U., Agarwal, A. 2018.** Design and Optimization of Steering Upright to Reduce the Weight Using FEA. SAE Technical Paper.
- Bülbül, H. 2006.** Ankara'nın Bazı İlçelerinde Tarım Alet ve Makinaları ile Çalışmada Gerçekleşen İş Kazalarının İncelenmesi Üzerine Bir Araştırma. *Yüksek Lisans Tezi*. AÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Ankara.
- Cafolla, J., Smart, D., Wagner, B. 2016.** Overhead Guard Physical Tests vs LS-DYNA FE Simulations. SAE Technical Paper.
- Chen, C., Wang, G., Zhang, Yu., Zhang, Ya., Si, J. 2012.** Effect of Lateral Stiffness Coefficient of Loader ROPS on Human Injury in a Lateral Rollover Incident. *Biosystems Engineering*, 113: 207-219.
- Chirwa, E.C., Li, H., Qian, P. 2015.** Modelling a 32-Seat Bus and Virtual Testing for R66 Compliance. *International Journal of Crashworthiness*, 20 (2): 200-209
- Derlukiewicz, D., Karlinski, J., Lluk, A. 2010.** The Operator Protective Structures Testing for Mining Machines. *Solid State Phenomena*, 165: 256-261
- Easter, R.G. 1977.** Analytical Prediction of ROPS Static Elastic-Plastic Behaviour. SESA Spring Meeting, 11-16 May 1975, Chicago, United States.
- Ergin, A., Bayraktarkatal, E., Ünsan, Y. 2000.** Sonlu Elemanlar Metodu ve Gemi İnşaatı Sektöründeki Uygulamaları. İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Seminer Kitabı, İstanbul, 95s.
- Etherton, J.R., Ronaghi, M., Current, R.S. 2007.** Development of a Pultruded FRP Composite Material ROPS for Farm Tractors. *Composite Structures*, 78: 162-169.

- Fabbri, A., Ward, S. 2002.** Validation of a Finite Element Program for the Design of Roll-Over Protective Framed Structures (ROPS) for Agricultural Tractors. *Biosystems Engineering*, 81 (3): 287-296.
- Franceschetti, B., Lenain, R., Rondelli, V. 2014.** Comparison Between a Rollover Tractor Dynamic Model and Actual Lateral Tests. *Biosystems Engineering*, 127: 79-91.
- Friedman, K., Hutchinson, J., Mihora, D., Kumar, S., Strickland, W.D. 2015.** Rollover Protection for Occupants of Heavy Truck Sleeper Cabs. *International Journal of Crashworthiness*, 20 (4): 316-324.
- Gölbaşı, M. 2002.** Tarım Alet-Makine ve Traktörlerin Kullanımından Kaynaklanan İş Kazaları Nedenlerinin ve Tahmini Kaza Maliyetleri İndeksinin Belirlenmesi. *Doktora Tezi*, AÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Ankara.
- Guzzomi, A.L., Rondelli, V., Guarnieri, A., Molari, G., Molari, P.G. 2009.** Available Energy During the Rollover of Narrow-Track Wheeled Agricultural Tractors. *Biosystems Engineering*, 104: 318-323.
- Harris, J.R., Winn, G.L., Ayers, P.D., McKenzie, Jr. 2011.** Predicting the Performance of Cost-Effective Rollover Protective Structure Designs. *Safety Science*, 49: 1252-1261.
- Hu, H., Lu, W., Lu, Z. 2011.** Impact Crash Analysis of an Off-Road Utility Vehicle – Part II: Simulation of Frontal Pole, Pole Side, Rear Barrier and Rollover Impact Crashes. *International Journal of Crashworthiness*, 17 (2): 163-172.
- Jain, P. 2018.** Structural Optimization of Rollcage Using Finite Element Analysis and Design of Experiments Approach. SAE Technical Paper.
- Karlinski, J., Rusinski, E., Smolnicki, T. 2008.** Protective Structures for Construction and Mining Machine Operators. *Automation in Construction*, 17: 232-244.
- Karlinski, J., Ptak, M., Dzialak, P. 2013.** Simulation Tests of Roll-Over Protection Structure. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 13: 57-63.
- Khorsandi, F., Ayers, P.D., Truster, T.J. 2017.** Developing and Evaluating a Finite Element Model for Predicting the Two-Posts Rollover Protective Structure Nonlinear Behaviour Using SAE J2194 Static Test. *Biosystems Engineering*, 156: 96-107.
- Kumar, A., Mahajan, A., Prasanth, S., Darekar, S., Chellan, J., Kumar, K.A., Kumar, J., Kumar, R. 2015.** Agricultural Tractor Cabin Structure Design for Durability and Rollover Protective Structure Test. SAE Technical Paper.
- Lehtola, C.J. 1992.** An Investigation of Tractor-Related Farm Accidents in Iowa During 1988-1990. *Ph.D. Thesis*, Agricultural and Biosystems Engineering, Iowa State University Iowa, United States.
- Liang, C.C., Le, G.N. 2010.** Analysis of Bus Rollover Protection Under Legislated standards Using Ls-Dyna Software Simulation Techniques. *International Journal of Automotive Technology*, 11 (4): 495-506.

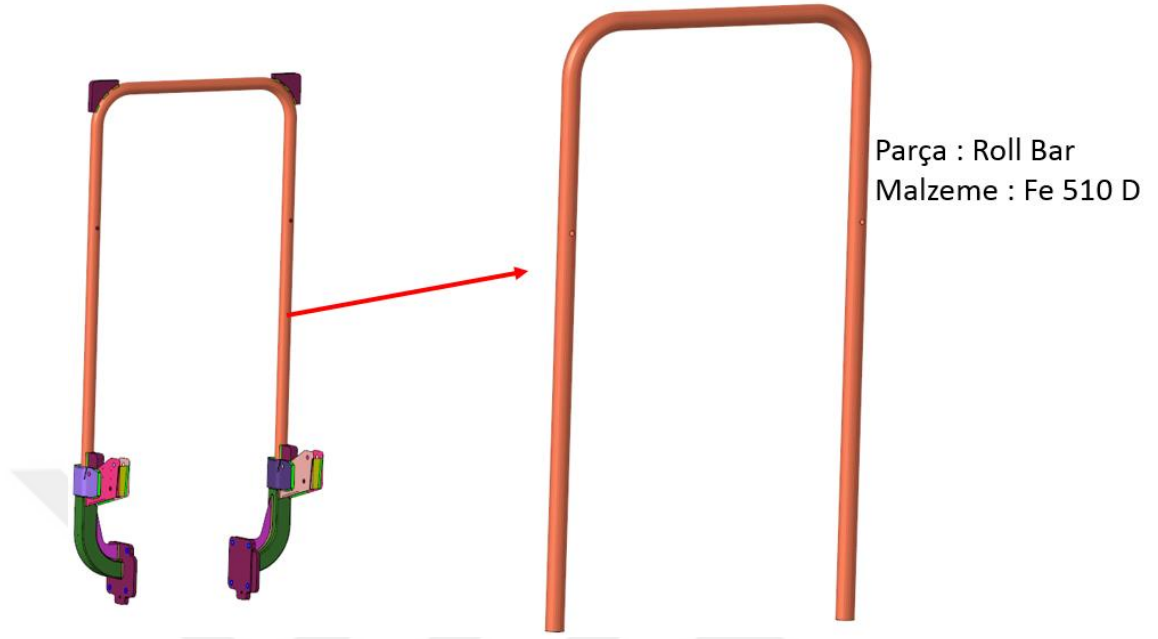
- Lin, Z., Liu, C., Lv, J., Jia, L., Sun, H., Chen, T. 2017.** A Study of Finite Element Modelling for Simulation of Vehicle Rollover. 5th International Conference on Computer-Aided Design, Manufacturing, Modelling and Simulation, 2017, South Korea.
- Malik, M., Kshirsagar, S., Barve, S. 2012.** DOE for Non Linear Structural Analysis of ROPS (Rollover Protective Structure). SAE Technical Paper.
- Nunes, M., Silva, R., Oliveira, A. 2014.** Integrity Assessment of Pickup Vehicle Occupants in Rollover Situation Considering Internal ROPS Device: A Numerical Approach. Proceedings of the 32nd IMAC, A Conference and Exposition on Structural Dynamics, 2014, United States.
- Peng, Q., Chirwa, E.C., Yang, J. 2011.** The Newly Updated FMVSS 216 Roof Crush Modelling and Analysis, *International Journal of Crashworthiness*, 17(2): 195-207.
- Reynolds, S.J., Groves, W. 2000.** Effectiveness of Roll-Over Protective Structures in Reducing Farm Tractor Fatalities. *American Journal of Preventive Medicine*, 18 (4S): 63-69.
- Richardson, S., Rechnitzer, G., Orton, T., Shifman, M., Crocker, S., Ramharuk, A., Jones, C., Indurjit, P. 2009.** Development of Rollover Protective for Mining Light Vehicles. SAE Technical Paper.
- Rondelli, V., Guzzomi, A.L., 2010.** A Selecting ROPS Safety Margins for Wheeled Agricultural Tractors Based on Tractor Mass. *Biosystems Engineering*, 105: 402-410.
- Selvakumar, P., Mahajan, A., Murasolimaran, R., Elango, C. 2015.** CAE Prediction and Test Correlation for Tractor Roll-Over Protective Structure (ROPS). SAE Technical Paper.
- Silleli, H., 2006.** Traktör Sürücüsü Önüne Takılan Koruyucu Yapılarda Sürücü Güvenliğini ve Sürüş Performansını Artıracak Bir Sistem Geliştirilmesi. *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, 2 (1): 41-48.
- Silleli, H., Taşbaşı, H., Çay, C.İ. 2009.** Tarım ve Orman Traktörlerinde Ön Sert Bölgenin Değerlendirilmesi Üzerine Bir Araştırma. *Tarım Bilimleri Dergisi*, 15 (2): 166-172.
- Singh, A., Yang, F., Sedaghati, R. 2018.** Design Optimization of Stiffened Panels Using Finite Element Integrated Force Method. *Engineering Structures*, 159: 99-109.
- Springfeldt, B. 1996.** Rollover of Tractors – International Experiences. *Safety Science*, 24 (2): 95-110.
- Wang, J., Yang, X., Yu, X. 2009.** Nonlinear Finite Element Analysis and Test of Lateral Loading for Two-Post ROPS. *Applied Mechanics and Materials*, 16-19: 866-870.
- Valladares, D., Carrera, M., Miralbes, R., Castejon, L. 2014.** Analysis of the Torsional Rigidity of a Dump Semi-Trailer Under Unfavourable Load Conditions. *Int. J. Vehicle Design*, 64 (2/3/4).
- Yeniay, Ö. 2001.** An Overview of Genetic Algorithms, *Anadolu Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 2 (1): 37-49.

EKLER

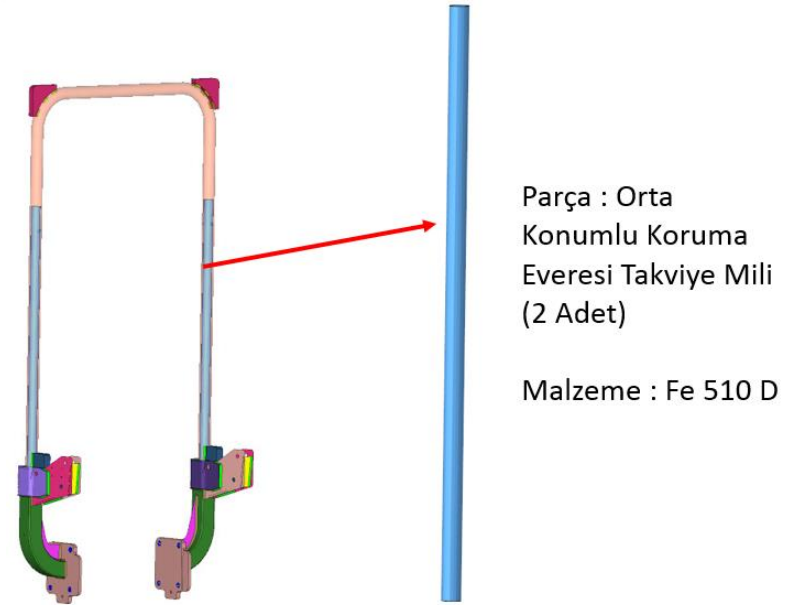
EK-1. Sonlu Elemanlar Analizine Dahil Edilen Tasarım Elemanları



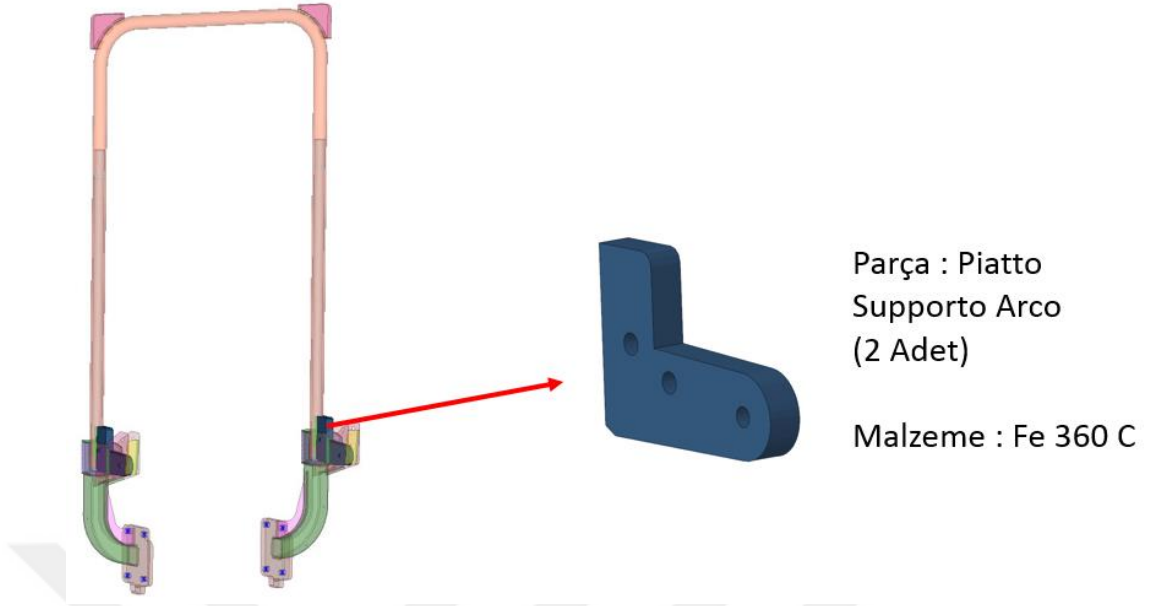
EK-1. Sonlu Elemanlar Analizine Dahil Edilen Tasarım Elemanları



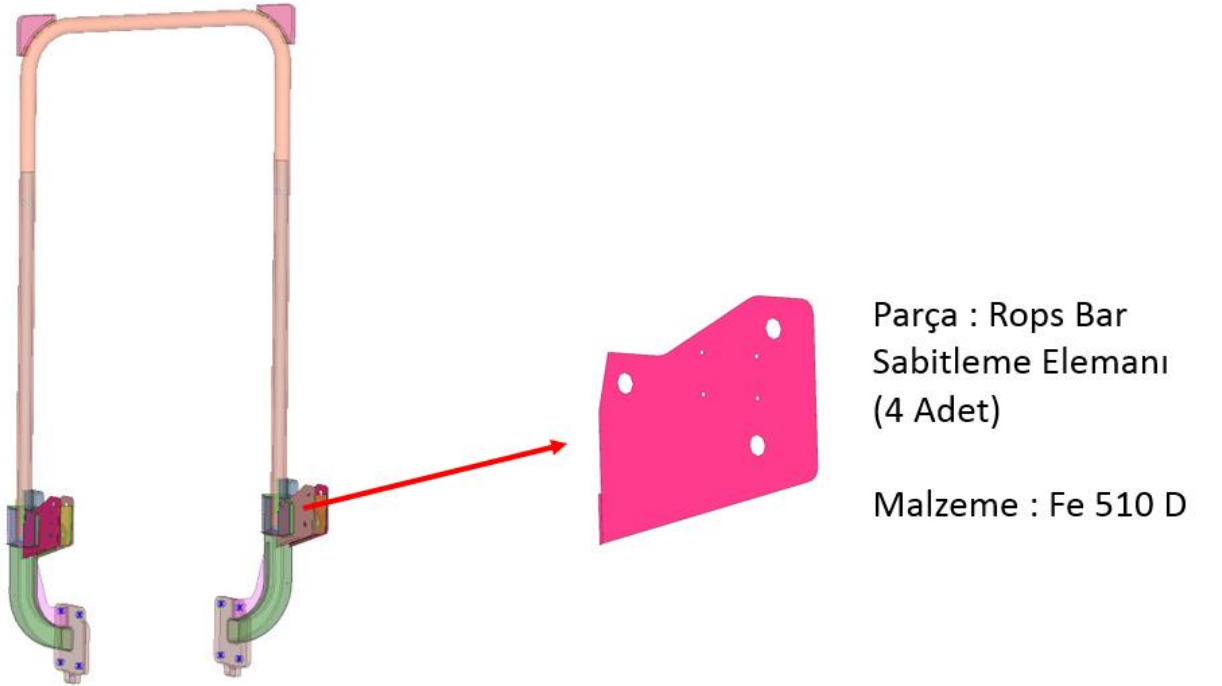
Ek Şekil 1.1 Roll Bar



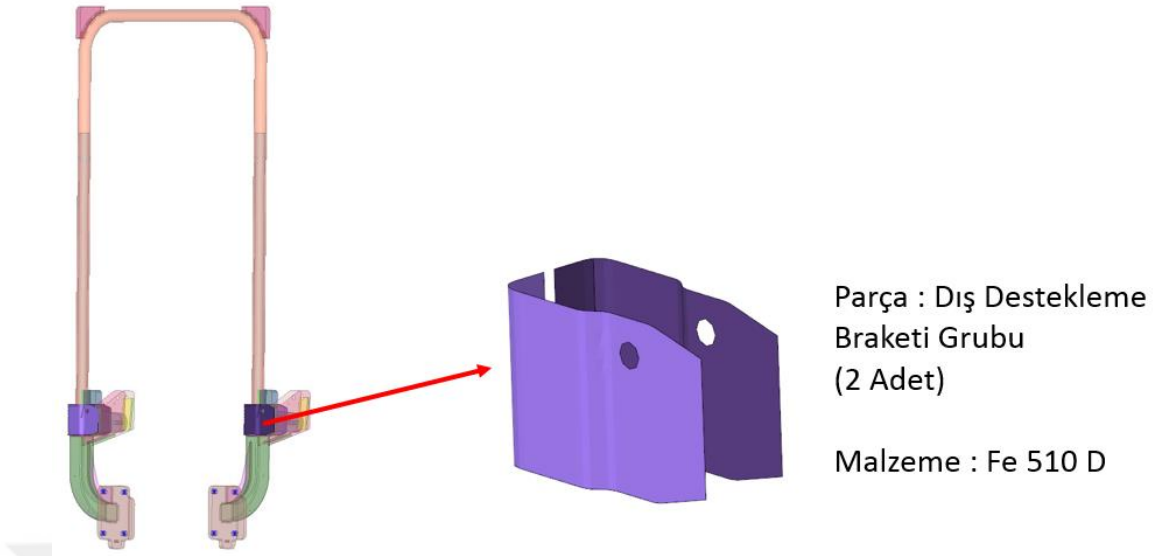
Ek Şekil 1.2 Orta Konumlu Koruma Everesi Takviye Mili



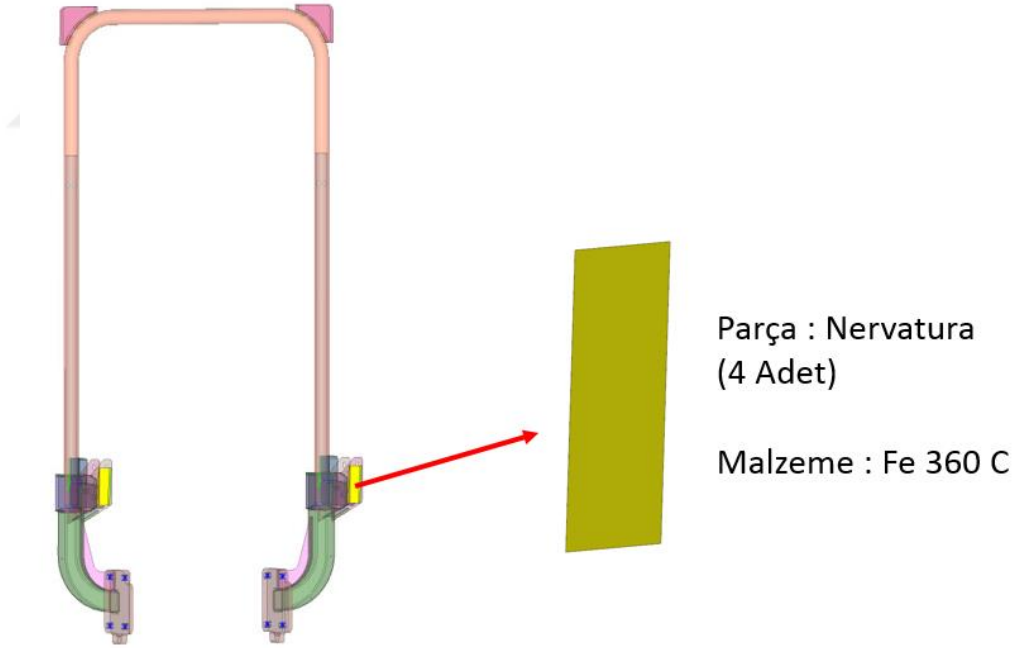
Ek Şekil 1.3 Piatto Supporto Arco



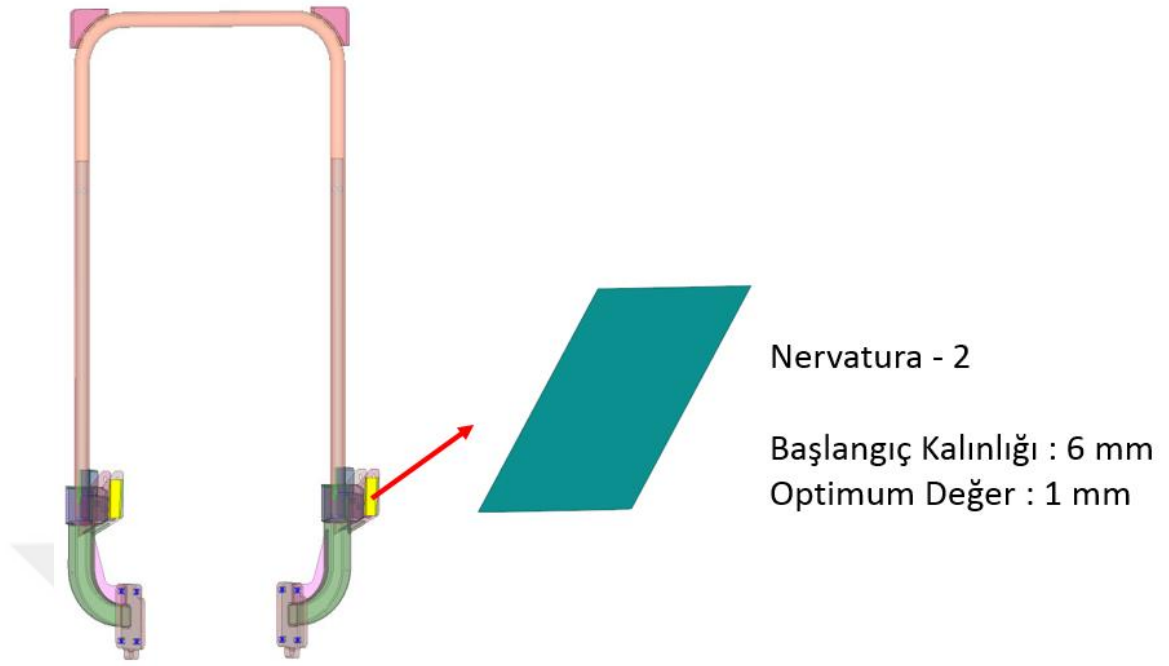
Ek Şekil 1.4 Rops Bar Sabitleme Elemanı



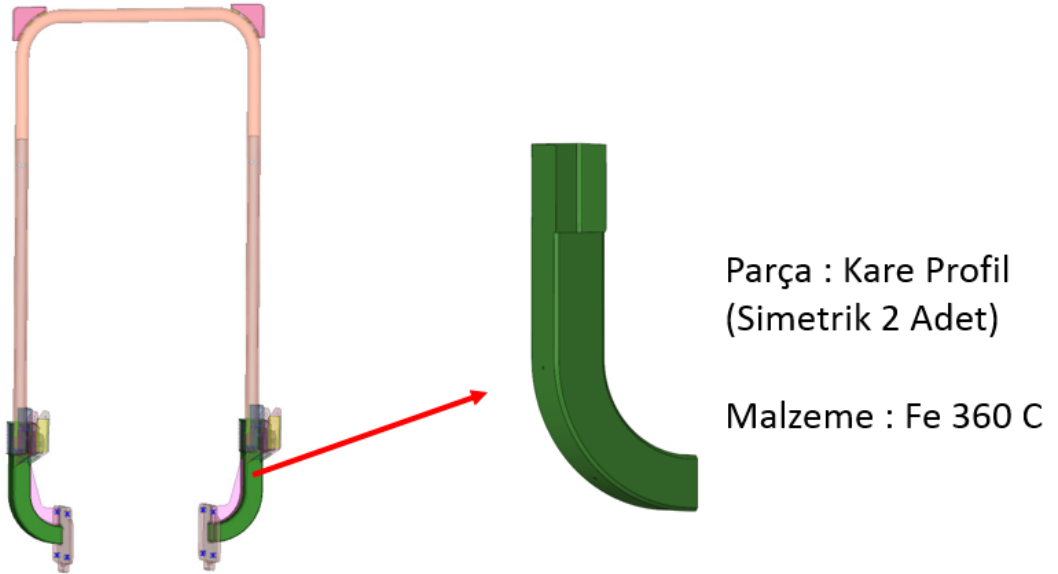
Ek Şekil 1.5 Dış Destekleme Braketi Grubu



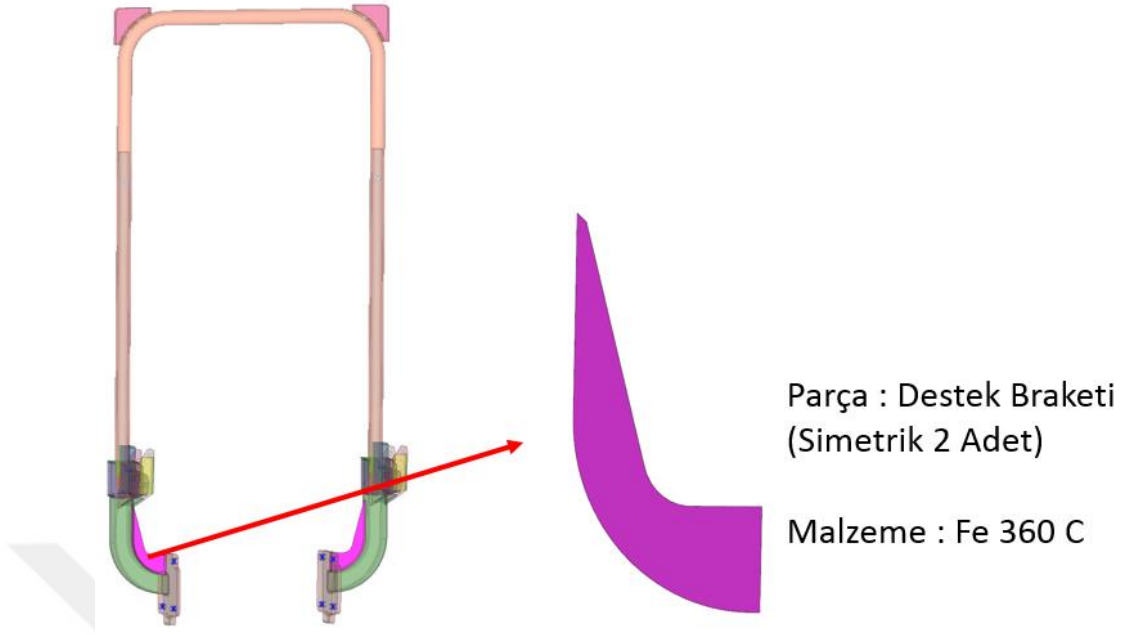
Ek Şekil 1.6 Nervatura



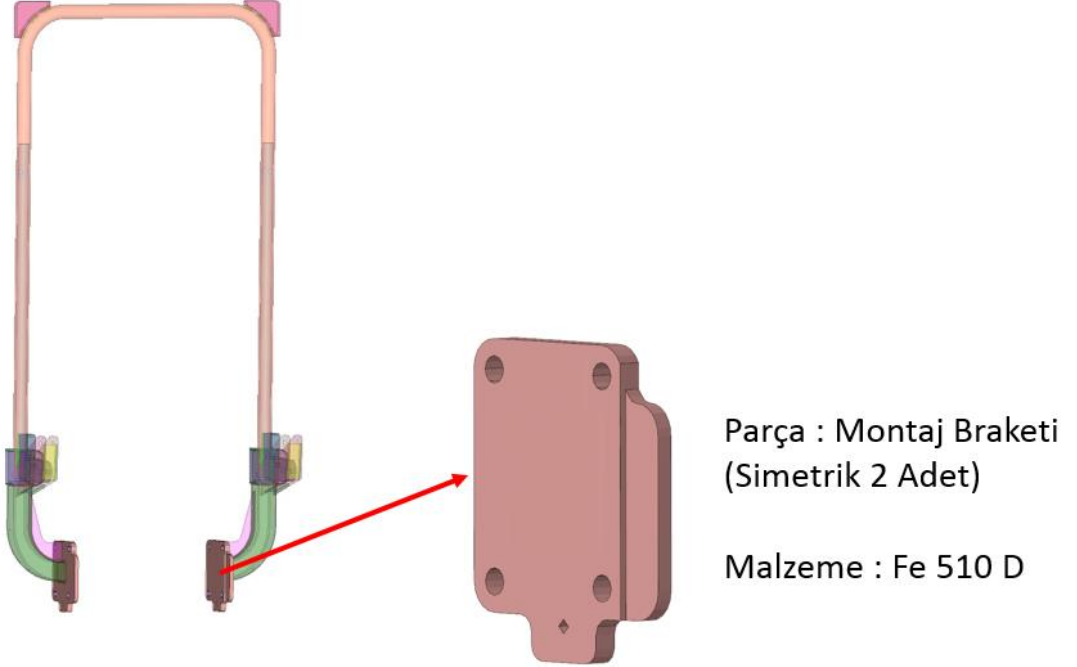
Ek Şekil 1.7 Nervatura - 2



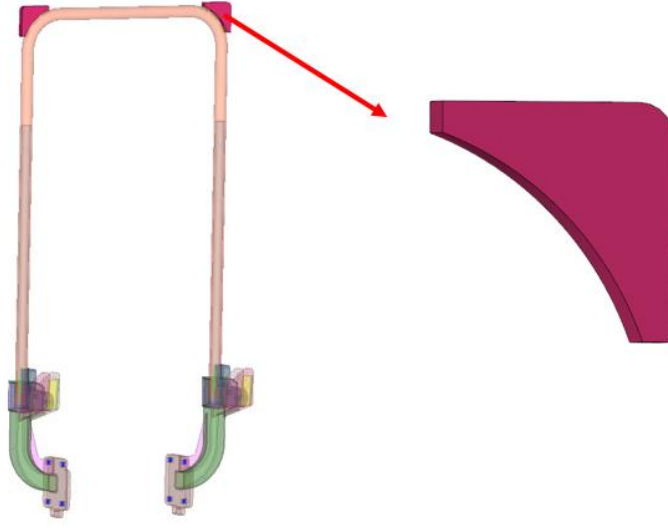
Ek Şekil 1.8 Kare Profil



Ek Şekil 1.9 Destek Braketi



Ek Şekil 1.10 Montaj Braketi



Parça : Ayna Braketi
(Simetrik 2 Adet)

Malzeme : Fe 360 C

Ek Şekil 1.11 Ayna Braketi

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mehmet YAHŞI
Doğum Yeri ve Tarihi : İstanbul, 1986
Yabancı Dili : İngilizce, İtalyanca

Eğitim Durumu

Lise : Güngören İzzet Ünver Lisesi, 2003
Lisans : Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü, 2009
Yüksek lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2018

Çalıştığı Kurumlar ve Yıl : DTA Mühendislik A.Ş. (2010 – 2012)
RollMech Automotive San. ve Tic. A.Ş.
(2012 - 2013)
TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş.
(2013 - 2015)
Türk Traktör ve Ziraat Makineleri A.Ş.
(2015 - ...)

İletişim (e-posta) : yahsi.mehmet@gmail.com

Yayınları :

Yahşi, M., Ayhün, S., Akçe, H., Koyuncu, A. 2017. FEA Calculations and Test Correlation of a Frame Type Roll-Over Protective Structure. *International Advanced Researches & Engineering Congress*, 2017, Osmaniye.

Karpat, F., Yahşi, M., Akalp, K. 2018. Finite Element Analyses and Correlation with Physical Tests of a Rollover Protective Structure (ROPS) Performance. *International Research Journal of Advanced Engineering and Science*, 3 (4): 88-92.