



**TEKERLEKLİ TARIM TRAKTÖRLERİNDE DEVRİLMEME KARŞI
KORUYUCU YAPILARIN SONLU ELEMANLAR METODU İLE
GERİLME ANALİZİ**

Umut DOĞAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EYLÜL 2019

Umut DOĞAN tarafından hazırlanan “TEKERLEKLİ TARIM TRAKTÖRLERİNDE DEVRİLMEME KARŞI KORUYUCU YAPILARIN SONLU ELEMANLAR METODU İLE GERİLME ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Ezgi GÜNEY

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Ezgi Güney

Başkan: Prof. Dr. Rahmi ÜNAL

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Rahmi Ünal

Üye: Prof. Dr. Suat KADIOĞLU

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

S. Kadioğlu

Üye: Doç. Dr. Tunç APATAY

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tunç Apatay

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Nihat GEMALMAYAN

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Nihat Gemalmaz

Tez Savunma Tarihi: 17/09/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Umut DOĞAN

17/09/2019

TEKERLEKLİ TARIM TRAKTÖRLERİNDE DEVRİLMEME KARŞI KORUYUCU YAPILARIN SONLU ELEMANLAR METODU İLE GERİLME ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Umut DOĞAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Eylül 2019

ÖZET

Tekerlekli tarım traktörlerinde kabin tasarımının devrilme sonucunda oluşacak hasarlara karşı koruyucu nitelikte olması için yapılan mühendislik çalışmaları günümüzde önemli bir yer tutmaktadır. Yapılan bu tez çalışmasında devrilme sonucu traktörlerin kabininde oluşacak hasarı tespit etmek için deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmalar için Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü (OECD) tarafından belirlenmiş olan Code 4 standardı uygulanmıştır. Traktörde devrilme sonucunda oluşacak hasarın tespiti, OECD'nin belirlediği test koşulları dikkate alınarak “üç nokta eğilme testi” ile belirlenmiştir. Bunun için yapılan deneysel çalışmalarda traktörün yan cephesinden alınan S235JR çelik malzemeden oluşturulmuş olan kaynaklı numune “üç nokta eğilme testi”ne tabi tutulmuştur. Deneysel çalışmada yük – yer değişimi (F – Z) eğrisi elde edilerek, elastik ve ayrıca elastik-plastik deformasyonların zamana göre değişimi ve deformasyon değerleri ölçülmüştür. Yapılan deneysel çalışmaların nümerik modellemesi ANSYS sonlu elemanlar kodu ve alt programlarıyla (Workbench, LS-Dyna Explicit Dynamics, LS PrePost, APDL) oluşturularak, analizler yapılmıştır. Analizlerde traktör kabininin ön, yan ve arka üst cephelerinden alınan kiriş elemanlara “üç nokta eğilme testi” sınır şartlarının uygulanması ve elastik-plastik çözümlemeler ile sonuçlar elde edilmiştir. Analizlerde kullanılan kiriş kesitleri 3 mm kalınlığında içi boş dikdörtgen kesitlerdir (50x50 ile 50x90 kare kesitlerin kaynaklı birleşimi, 50x50 kare kesit, 30x40 yamuk kesit, 30x40 eğrilik yarıçaplı yamuk kesit). Yapılan sonlu elemanlar modeli elastik-plastik malzeme için tasarlanmış olup sonuçlar buna göre değerlendirilerek literatürle karşılaştırılmıştır. Yapılan sayısal çalışmaların sonuçlarının deneysel çalışmanın sonuçlarıyla uyumu görülmüştür.

Bilim Kodu : 91433

Anahtar Kelimeler : Traktör, Kabin, Devrilme, SEY, Üç nokta eğilme testi, Temas, Deformasyon, S235JR

Sayfa Adedi : 71

Danışman : Doç. Dr. Ezgi GÜNAY

STRESS ANALYSIS OF ROLLOVER PROTECTIVE STRUCTURES ON
AGRICULTURAL-WHEELED TRACTORS BY FINITE ELEMENT METHOD

(M. Sc. Thesis)

Umut DOĞAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

September 2019

ABSTRACT

Engineering studies on agricultural-wheeled tractors to ensure that the cab design is protective against damage caused by overturning have an important place today. In this thesis, experimental and numerical studies were carried out to determine the damage caused by overturning that would occur in the cab of the tractors. The Code 4 standard, which was determined by the Organization for Economic Co-operation and Development (OECD), was applied for experimental studies. The determination of the damage caused by overturning in the tractor was determined with “three point bending test” by considering the test conditions determined of the OECD. In the experimental studies conducted for this purpose welded specimen made of S235JR steel material taken from the side of the tractor was subjected to the “three point bending test”. In the experimental study, the load - displacement (F - Z) curve was obtained and the change of the elastic and elastic - plastic deformations according to time and deformation values were measured. Numerical modeling of experimental studies was done by using ANSYS finite element code and subprograms (Workbench, LS-Dyna Explicit Dynamics, LS PrePost, APDL). In the analyses, results were obtained by applying boundary conditions of the “three point bending test” to the beam elements taken from the front, side and back of the tractor cab and by elastic-plastic analysis. The beam cross sections used in the analyses are 3 mm thick hollow profiled rectangular sections 50x50 to 50x90 square sections in welded combination, 50x50 square section, 30x40 trapezoidal section, 30x40 curvature radiused trapezoidal section). Finite element model is designed for elastic-plastic material and the results are evaluated accordingly and compared with the literature. The results of the numerical studies were found to correspond with the results of the experimental study.

Science Code : 91433

Key Words : Tractor, Cab, Rollover, FEM, Three point bending test, Contact, Deformation, S235JR

Page Number : 71

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Ezgi GÜNAY

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam süresince sağladığı değerli bilgi ve yönlendirmeleriyle bu çalışmanın oluşturulmasında başlıca katkı sahibi saygıdeğer hocam Doç. Dr. Ezgi GÜNEY’a teşekkür ederim. Ayrıca sağladıkları laboratuvar imkanları ve nitelikli eğitim için Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı üzerinden tüm hocalarıma teşekkürü borç bilirim.

Tez çalışması süresince numune test parçalarının üretimi, kullanılan malzemelerin mekanik özelliklerinin temini gibi tezle ilgili karşılaşılan teknik konularda ve yüksek lisans eğitimi ile kongre katılımlarının gerektirdiği idari süreçlerde sağladıkları çözümler ve destekleri için “Hisarlar Mahindra” firması yöneticileri Sedat ARI, Serdar KAREL ve Seçil AKBULUT’a ayrıca teşekkür ederim.

Deneysel testlerin yapılması aşamasında, sahip oldukları ekipman ve bilgi birikimleri ile testlerin ilgili standartlara uygun bir şekilde gerçekleştirip sonuç grafiklerinin elde edilmesi hususunda çalışmama sağladıkları katkılar için “UMT Kalite Kontrol” firmasına teşekkür ederim.

Sonlu elemanlar analizi konusunda malzeme modelinin bilgisayar yazılımında oluşturulması sürecinde LS-Prepost yazılımının kullanımıyla ilgili sağladıkları bilgi ve destek için “FE-Tech” firması yöneticileri Ufuk PENEKLİ ve Hakan BALABAN’a teşekkür ederim.

Analiz sonucu elde edilen verilerin değerlendirilmesi aşamasında Matlab programında integral hesaplanmasıyla ilgili desteği için Dr. Öğr. Üyesi Sinan BAŞARAN’a teşekkür ederim.

Her zaman koşulsuz şartsız yanımda olan, desteği ve fikirlerini benden esirgemeyen sevgili eşim Büşra DOĞAN’a, ailem Fatma-Sabri DOĞAN’a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	v
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	7
3. ELASTİK VE ELASTİK – PLASTİK DURUMLARDA KİRİŞ EĞİLME DENKLEMLERİ	15
3.1. Şekil Değiştirme Enerjisi	15
3.2. Maksimum Şekil Değiştirme Enerjisi Teorisi.....	15
3.3. Simetrik Kesitli Kirişlerin Eğilmesi	16
3.4. Plastik Deformasyon	18
3.5. Basit Çekme Durumunda Gerçek Gerilme – Gerçek Gerinim Eğrileri	19
3.6. Kirişlerin Plastik Eğilmesi	20
3.7. Mükemmel Plastik Kirişlerin Analizi	22
4. ÜÇ NOKTA EĞİLME TESTİ İLE DENEYSEL ÇALIŞMA	25
5. SONLU ELEMANLAR METODU İLE “ÜÇ NOKTA EĞİLME TESTİ” ANALİZİ ÇÖZÜM BASAMAKLARI	31
5.1. Kabin Yan Cephesinden Alınan Kaynaklı Numunenin Analizi.....	31
5.2. Kabin Yan Cephesinden Alınan Kaynaklı Numune Analizinin Sonuçları	37
5.3. Kabinin Farklı Bölgelerinin Analiz Sonuçları	40
6. BULGULARIN KARŞILAŞTIRILMASI	49

	Sayfa
6.1. Kabin Yan Cephesinden Alınan Kaynaklı Numunenin Deneysel ve Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması	49
6.2. Kabinin Farklı Bölgelerinin Nümerik Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	49
6.3. Nümerik Analiz Sonuçlarının Genel Değerlendirmesi	54
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	67
KAYNAKLAR	69
ÖZGEÇMİŞ	71



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.1. Malzeme sertifikalarından alınan mühendislik gerilme ve gerinim değerleri.....	33
Çizelge 5.2. İki farklı profil kesitli kiriş için mühendislik gerilme ve gerinim değerlerinden dönüştürülerek hesaplanan gerçek gerilme ve gerinim değerleri	34
Çizelge 5.3. Hesaplanan tanjant modülü (E_{tan}) değerleri	35
Çizelge 5.4. Kaynaklı numune analizleri von Mises gerilmelerinin eleman boyutuna göre değişimi.....	39
Çizelge 6.1. Analizlerde kullanılan parça geometrilerinin kesit özellikleri.....	55
Çizelge 6.2. Analizler sonucunda elde edilen veriler.....	56
Çizelge 6.3. Analizlerde kullanılan ağ yapı eleman sayıları ve çözüm süreleri	60

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Kabin analizi sonucunda kritik bölgelere destek parçalar tasarlanarak sonuçların iyileştirilmesi	7
Şekil 2.2. Boylamasına ve yanal yüklemelerde bilgisayar destekli analiz ve deneysel test sonuçlarının kıyaslanması a) Boylamasına yükleme kuvvet-deplasman grafiği, b) Yanal yükleme kuvvet-deplasman grafiği.....	8
Şekil 2.3. Basitleştirilmiş dört direkli kabin modeli	8
Şekil 2.4. Devrilme testlerinin uygulanma sıralaması – boylamasına, arka üst, yanal, ön üst yüklemeler	9
Şekil 2.5. Arka ve yan yükleme testleri analiz sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması	9
Şekil 2.6. Mevcut ve modifiye edilmiş koruyucu yapı yer değişimi analiz sonuçlarının kıyaslanması	10
Şekil 2.7. Yüklemelerin uygulanacağı yüzeyler ve belirli zaman aralıklarında ardışık yüklemelerin tanımlanması	10
Şekil 2.8. Deneysel çalışma sonucu deforme edilmiş kabinin üç boyutlu tarama cihazı ile elde edilmiş nokta bulutu verisinin (yeşil), Ansys sonlu elemanlar kodu ile elde edilmiş deforme yapı sonuç verisi (sarı) ile bilgisayar ortamında kıyaslanması	11
Şekil 2.9. Otobüs üzerinden alınan metal kiriş test numunesine uygulanan deneysel “üç nokta eğilme testi” ve LS-Dyna analiz modeli görüntüsü	11
Şekil 2.10. Kaynaklı birleştirme ile oluşturulmuş test numunesinin “üç nokta eğilme testi” analizi sonucundaki yer değiştirme görüntüsü ile deneysel ve nümerik yük – yer değişimi sonuçlarının karşılaştırılması.....	12
Şekil 2.11. Minibüs tipi araca ait kafes yapıdan alınan kaynaklı birleştirme çelik numunenin “üç nokta eğilme testi” ile deneysel ve nümerik olarak incelenmesi	12
Şekil 2.12. Test numunesinde “üç nokta eğilme testi” süresince meydana gelen deformasyon aşamaları a) Yer değişimi başlamamış durumda ($\Delta Z=0$ mm), b) Faz I – Göçme ($\Delta Z=10$ mm), c) Faz II – Göçme ve eğilme ($\Delta Z=50$ mm), d) Faz III – Yapısal çöküş ($\Delta Z=100$ mm)	13
Şekil 2.13. Farklı kesitli tüplere ait “üç nokta eğilme testi” sonucu elde edilmiş özgül enerji emilimi ve özgül maksimum kuvvet değerleri	14
Şekil 2.14. “Üç nokta eğilme testi” sonucu plastik deformasyona uğramış içi boş dikdörtgen kesitli numunenin görünümü.....	14

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. P yüküne karşılık yapılan iş miktarının yük – yer değişimi grafiği ile gösterimi (şekil değiştirme enerjisi)	15
Şekil 3.2. Simetrik kesitli kirişin eğilmesi a) Kirişe her iki uçtan eşit moment uygulanmasının gösterimi, b) Kirişin sol ucundan a kadar uzaklıkta bulunan kesitteki doğrusal gerilme alanının gösterimi.....	16
Şekil 3.3. Gerilme durumunun çözümü a) Toplam gerilme durumu, b) Hacimsel değişim (dilatational) gerilmeleri, c) Şekil değiştirme (distortional) gerilmeleri	18
Şekil 3.4. İdealize edilmiş gerilme – gerinim diyagramları a) Rijit, mükemmel plastik malzeme, b) Rijit, plastik malzeme, c) Elastik, mükemmel plastik malzeme, d)Elastik plastik malzeme	19
Şekil 3.5. Gerçek gerilme – gerçek gerinim eğrisinin grafiksel gösterimi	20
Şekil 3.6. Dikdörtgen kesitli bir kirişin elastik olmayan eğilme durumu a) Uygulanan momentlerin ve kesit üzerinde eşitlik parametrelerinin gösterimi, b) Gerilme dağılımı.....	21
Şekil 3.7. Dikdörtgen kesitli kiriş üzerindeki gerilme dağılımının eğilme momentinin artmasına bağlı gösterimi a) Elastik, b) Kısmen elastik (elastik – plastik)	22
Şekil 4.1. OECD Code 4 yanal yükleme koşuluna göre belirlenmiş olan kabin yan cephesinden “üç nokta eğilme testi” numunesinin oluşturulacağı bölge	25
Şekil 4.2. Deney numunesi teknik resmi	26
Şekil 4.3. Üç nokta eğilme testi numunesinin hazırlanması a) Dört numunelik parçaların bir arada görünüşü, b) Birleştirme öncesi hazırlık, c) Kaynaklı birleştirme ile oluşturulmuş numune	26
Şekil 4.4. Test cihazı (a) Çekme test cihazında yapılan eğilme test ortamı, (b) Servo kontrollü güç ve bilgisayar ünitesi	27
Şekil 4.5. Üç nokta eğilme testine ait deney düzeneğinin teknik resmi	28
Şekil 4.6. Servo güç ünitesine bağlı deney düzeneği ölçülerinin tanımlanmasına ait monitör görüntüsü	29
Şekil 4.7. Üç nokta eğilme testi sonucunda eğilmiş durumdaki çelik profil numune	29
Şekil 5.1. Üç nokta eğilme testine ait nümerik modelleme ve analiz aşamaları (ANSYS sonlu elemanlar kodu ile çözüm basamakları).....	31
Şekil 5.2. “Catia” programında oluşturularak ANSYS workbench koduna aktarılan üç boyutlu katı model	31
Şekil 5.3. “Ansys Workbench” programında oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli	32

Şekil	Sayfa
Şekil 5.4. Kabuk eleman ağı ile test numunesinin tanımlanması	32
Şekil 5.5. Sınır şartlarının test numunesi ve yükleme mandreli ile birlikte tanımlanması	33
Şekil 5.6. Elastiklik Modülü ve Tanjant Modülü.....	34
Şekil 5.7. LS-PrePost Ansys alt modülünde malzeme değerlerinin tanımlanması.....	35
Şekil 5.8. Çözüm aşamalarını detaylı gösteren bilgilendirme ekranı	36
Şekil 5.9. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 1: 50×50 Kaynaklı Numune)	37
Şekil 5.10. Yük - Zaman Grafiği (Analiz 1: 50×90 Kaynaklı Numune)	37
Şekil 5.11. Yer Değişimi - Zaman Grafiği (Analiz 1: 50×90 Kaynaklı Numune)	38
Şekil 5.12. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 1: 50×90 Kaynaklı Numune).....	38
Şekil 5.13. Kaynaklı numune 6, 8, 10 ve 12 mm eleman boyutlarıyla oluşturulmuş ağ yapılara bağlı olarak elde edilen farklı von Mises gerilme değerleri.....	39
Şekil 5.14. Kaynaklı numune için farklı eleman boyutlarında oluşturulmuş ağ yapılar ile elde edilmiş Yük – Yer Değişimi grafiklerinin deneysel sonuçlarla birlikte karşılaştırılması.....	40
Şekil 5.15. Code 4 standardına göre kabinin arka, yan ve ön üst bölgelerinden numune alınan bölgeler	40
Şekil 5.16. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 2)	41
Şekil 5.17. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 2).....	41
Şekil 5.18. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 3a).....	42
Şekil 5.19. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 3a).....	42
Şekil 5.20. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 3b)	42
Şekil 5.21. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 3b).....	43
Şekil 5.22. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 3c).....	43
Şekil 5.23. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 3c).....	43
Şekil 5.24. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 4a).....	44
Şekil 5.25. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 4a).....	44
Şekil 5.26. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 4b)	45

Şekil	Sayfa
Şekil 5.27. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 4b).....	45
Şekil 5.28. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 4c).....	45
Şekil 5.29. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 4c).....	46
Şekil 5.30. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 5a).....	46
Şekil 5.31. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 5a).....	46
Şekil 5.32. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 5b)	47
Şekil 5.33. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 5b).....	47
Şekil 5.34. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 5c).....	48
Şekil 5.35. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 5c).....	48
Şekil 6.1. Deneysel ve nümerik sonuçların karşılaştırılması	49
Şekil 6.2. Kaynaklı birleştirme etkisinin incelendiği yük-yer değişimi grafiği.....	50
Şekil 6.3. Yük uygulama süresi etkisinin incelendiği yük-yer değişimi grafiği.....	50
Şekil 6.4. Yanal yükleme durumunun farklı yer değişimi girdileri altında incelendiği yük – yer değişimi grafikleri.....	51
Şekil 6.5. Analiz 3 yük – yer değişimi grafiğinde eğriler arası farklılıkların belirgin olduğu kısmın büyütülmüş gösterimi	51
Şekil 6.6. Arka üst ve arka boylamasına yükleme durumlarının farklı yer değişimi girdileri altında incelendiği yük – yer değişimi grafikleri.....	52
Şekil 6.7. Ön boylamasına yükleme durumunun farklı yer değişimi girdileri altında incelendiği yük – yer değişimi grafikleri.....	52
Şekil 6.8. Analiz 5 yük – yer değişimi grafiğinde eğriler arası farklılıkların belirgin olduğu kısmın büyütülmüş gösterimi	53
Şekil 6.9. Farklı kesit ve numune geometrisi etkilerinin incelendiği yük – yer değişimi grafikleri	53
Şekil 6.10. Atalet momenti hesabı için içi boş dikdörtgen kesit boyutlandırması	54
Şekil 6.11. Trapezoid kuralına göre integral grafiği	57
Şekil 6.12. Analiz 1 için şekil değiştirme enerjisinin “Matlab” yazılımında hesaplanmasında kullanılan komutlar	58
Şekil 6.13. Şekil değiştirme enerjisi – Yer değişimi grafiği (Analiz 1)	58

Şekil	Sayfa
Şekil 6.14. Şekil değiştirme enerjisi – Yer değişimi grafiklerinin kıyaslanması, a) Analiz 2, b) Analiz 3b.....	59
Şekil 6.15. Şekil değiştirme enerjisi – Yer değişimi grafiklerinin kıyaslanması a) 50×50 kare kesit, b) 40×30 paralelkenar, c) 40×30 eğrilik yarıçaplı paralelkenar	59
Şekil 6.16. Analizler sonucu elde edilen verilerin karşılaştırmalı grafiksel gösterimi a) 50x90 kaynaklı, b) 50x50 kare, c)40x30 paralelkenar, d) 40x30 eğrilik yarıçaplı paralelkenar	60
Şekil 6.17. Deforme olmuş şekil kesitleri.....	61
Şekil 6.18. Analiz sonuçlarından elde edilen kesitlerdeki gerilme dağılımı a) 50x90 kaynaklı, b) 50x50 kare, c)40x30 paralelkenar, d) 40x30 eğrilik yarıçaplı paralelkenar	62
Şekil 6.19. Eğilme mekanizmasının geometrik şekillendirilmesi.....	63
Şekil 6.20. Çökme yüzeyinin altındaki kesitte elde edilen serbest cisim diyagramında iç kuvvet ve gerilme dağılımları	63
Şekil 6.21. 40x30 paralelkenar kesit geometrisinde göçme ve eğilme durumunun grafiksel gösterimi, a) Yük uygulanmadan önceki durum, b) Yük uygulandıktan sonraki durum.....	64

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A₁	90 × 50 kesit boyutlarına sahip içi boş dikdörtgen profilin kesit alanı
A₂	50 × 50 kesit boyutlarına sahip içi boş kare profilin kesit alanı
BG	Beygir gücü
C	Mesnetler arası mesafe
E	Relatif hata oranı [%]
E_{tan}	Tanjant Modülü
F	Yük
kN	Kilonewton
mm	Milimetre
N/mm²	Newton/milimetrekare
r	Mesnet ve mandrel yarı çapları
s	Saniye
t	Numune kesit kalınlığı
t₁	90 × 50 ölçülerinin dolu kesite indirgenmiş kesit alanı
t₂	50 × 50 ölçülerinin dolu kesite indirgenmiş kesit alanı
WB	Ansys Workbench
Z	Yer Değişimi
ε	Gerinim
ε_{akma}	Akma noktasındaki gerinim değeri
ε_{gerçek}	Gerçek gerinim değeri
ε_{çekme}	Çekme gerinim değeri
ε_{müh}	Mühendislik gerinim değeri
σ	Gerilme
σ_{akma}	Akma noktasındaki gerilme değeri
σ_{gerçek}	Gerçek gerilme değeri
σ_{çekme}	Çekme dayanımı değeri
σ_{müh}	Mühendislik gerilme değeri

Kısaltmalar**Açıklamalar**

ECE	The United Nations Economic Commission for Europe
OECD	The Organisation for Economic Co-operation and Development
ROPS	Roll Over Protective Structure
SEY	Sonlu Elemanlar Yöntemi
S235JR	Akma mukavemet değeri 235 N/mm ² olan yapı çeliği



1. GİRİŞ

Dünya’da tarım makinaları ve traktör sektöründe teknoloji ve mekanizasyonun gelişimi her geçen gün artmaktadır. Bunun sonucunda ortaya çıkan yeni ürünlerin teknolojik anlamda gelişmişliği, tasarım aşamasından başlayan karmaşık problemlerin çözümünü gerektirmektedir. Bu problemler; malzeme seçiminin yanı sıra endüstriyel, fonksiyonel, ergonomik ve mekanik anlamlarda en doğru tasarımın en uygun maliyetle gerçekleştirilmesi şeklinde basitçe açıklanabilir.

Bu kapsamda tasarım aşamasında, uluslararası kuruluşlar tarafından belirlenmiş düzenlemelere uygun hareket etme zorunluluğu doğmaktadır. Yapılan tasarımın çeşitli standartlarla belirlenen bu düzenlemelere uygunluğunu tespit etmek için ise oldukça fazla zaman ve maliyet gerektiren testlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu testlerin en kolay şekilde aşılabilmesi için bilgisayar destekli tasarım, sonlu elemanlar analizleri, ergonomi analizleri gibi bilgisayar destekli mühendislik yaklaşımları kaçınılmaz bir ihtiyaçtır. Bu kapsamda tekerlekli tarım traktörlerinde devrilme ile meydana gelen kazaların sürücüyü en az zararlarla etkilemesi amacıyla ürünün tasarımı aşamasında, kabinlerin çeşitli test şartlarına uygunluğu kontrol edilerek güvenlik faktörleri temin edilmektedir. Otobüs tipi ticari araçlar için bu test şartları Avrupa Ekonomik Topluluğu (ECE) tarafından belirlenmiş olan ECE-R66 standardı ile sağlanmaktadır [1]. Bunun için taşıtın ya tamamına, ya da tamamını temsil edebilecek bir kesitine standart bir devrilme testi uygulanarak taşıtın kritik devrilme şartlarına ait sertifikasyonu alınarak belgelendirilir. Bu işlemin başka bir yöntemi ise taşıtın bilgisayar destekli mühendislik yazılımları kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi (SEY) olarak da adlandırılan nümerik modelinin hazırlanması ve devrilme benzetiminin bilgisayar ortamında oluşturulmasıdır.

Tekerlekli tarım traktörlerinde ise devrilmeye karşı koruyucu yapıların Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü (OECD) tarafından belirlenmiş olan Code 4 standardına göre fiziki olarak test edilmeleri gerekmektedir [2]. Bilgisayar ortamında yapılan analiz ECE-R66 standardında belirlendiği gibi başlı başına bir kabul metodu değildir. Yine de traktör kabinlerinin test şartlarına uygunluğunun kontrolü, olası zaman ve maliyet kayıplarının önüne geçilmesi amacıyla fiziki testler öncesinde sonlu elemanlar metodu ile bilgisayar ortamında mukavemet analizi yapılarak elde edilmektedir. Bunun için önce kabinin

bilgisayar ortamında gerçeğe yakın benzetimi hazırlanır, daha sonra ise belirlenen test şartlarına uygun nümerik modelinden çözüm elde edilir.

Araştırmanın amacı

Sunulan bu çalışmada söz konusu nümerik modelde kullanılan çözüm tekniğinin doğrulanması amacıyla otobüs tipi taşıtlarda kullanılan metot traktör tipi taşıtlara uyarlanmaktadır. Bu sebeple kabinin yan kısmından seçilerek oluşturulan numuneler “üç nokta eğilme testi” ne tabi tutulmuştur. Elde edilen deneysel sonuç grafikleri, seçilen yapının bilgisayar ortamında nümerik çözümüne yardımcı olmakla beraber, sayısal çözümlemeden elde edilen grafikler ile karşılaştırmada da kullanılmışlardır. Bu çalışmada yapılan ana basamaklar aşağıdakilerdir:

- Kabin yan cephesinden çıkarılan S235JR malzemesinden hazırlanmış iki test numunelerinin eğilme sonucu oluşturacağı deformasyonu ölçmek için “üç nokta eğilme testi” nin (TS EN ISO 7438, TS 205-4 EN ISO 8491) yapılması,
- Ansys WB analiz koduyla modellenerek aynı “üç nokta eğilme testi” nin ikili doğrusal (bilineer) eğilme rijitliği çözümleme şartlarında çelik malzeme için analizinin yapılması,
- Kabinin farklı bölgelerinden alınan numunelerle “üç nokta eğilme testi” analizlerinin bilgisayar ortamında gerçekleştirilmesi.

Deneysel ve nümerik çalışma sonuçları grafiklerle karşılaştırılarak genel bir sonuç elde edilmiştir.

Yapılan çalışma kapsamında hedeflenenler; traktör kabininin devrilme durumundaki etki tepki prensibinin ve kabinin eğilme karakteristiğinin deneysel testler öncesinde bilgisayar ortamında hesaplanabilmesidir. Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda yük – yer değiştirme grafikleri gerçek koşullarda elde edilmiştir. Böylece;

- Deneysel ve sayısal analiz sonuçlarının birbirlerine ne kadar yaklaştığının görülmesi,
- Deneysel şartlarda hata kaynaklarının belirlenerek bu hata kaynaklarının gerçek koşullarla ne kadar benzerlik gösterdiğinin anlaşılması,
- Sayısal modellemenin gerçek traktör modeline yakınlığının incelenmesi,

- Devrilme sonrası oluşan hasarın büyüklüğünün hesaplanabilmesi,
- Yükleme şartlarının değişmesi halinde en az maliyetle sayısal modellemenin geçerliliğinin sağlanarak başka yüklemelere temel teşkil edecek bir taban analizin oluşturulması,
- Yeni oluşturulacak tasarımlarda ürünün üretilmeden önce sayısal modellerle oluşturularak hasar tespitinin önceden belirlenme şartlarının oluşturulması, tasarıma veri teşkil etmesi hedeflenmiştir.

Problem durumu/Konunun tanımı

Tarımda ciddi ölümlü kazaların görüldüğü yerler genelde tarım traktörlerinin kullanıldığı alanlardır [3]. Kazaların %50'si ağır ve bununla birlikte üçte birinden az kısmı da hafif kazalardan oluşmaktadır. Meydana gelen traktör kazalarının yarısı traktör devrilmeleridir. Traktör devrilme kazalarında ölüm oranlarının artmasının nedeni traktörlerde koruyucu yapıların eksikliğidir. Dolayısıyla tarımsal traktörlerin tamamı devrilmeye karşı koruyucu yapılarla donatılmış olmalıdır. Devrilmeye karşı koruyucu yapılar (ROPS - Roll-over protective structures); temel amacı normal kullanım sırasında traktörün devrilmesinden kaynaklı olarak sürücüye etki eden riskleri önlemek veya sınırlandırmak olan traktöre bağlı yapılardır. Bu yapılar Şekil 1.1'de gösterildiği üzere devrilmeye karşı koruyucu barlar, emniyet çerçeveleri ve kabinlerdir [4].

Bu çalışma kapsamında incelenecek olan kabinler, sürücüyü devrilme esnasında ezilmeden, yağış, sıcaklık ve benzeri olumsuz şartlardan koruyarak sürücü için ihtiyaç duyulan şartları sağlamaktadır. Kabinler, sürücünün tüm yönlerdeki görüşünü engellemeyecek şekilde imal edilmektedir. Traktör sürücü kabinlerinin beş önemli görevi vardır:

- Sürücünün kazalardan korunması,
- Sürücünün kötü hava şartlarına karşı korunması,
- Sürücünün çalışma yerinde toz, egzoz gazlarına ve havadaki yabancı maddelere karşı korunması,
- Sürücünün titreşim ve gürültüye karşı korunması,
- Görüş şartlarının uygun olmasının sağlanması.

Araştırmanın önemi

Tekerlekli tarım traktörlerinde devrilmeye karşı koruyucu yapı üzerine yapılan bu çalışma ile belirlenen fiziksel test şartlarında koruyucu yapının göstereceği gerilme ve deformasyon davranışları bilgisayar ortamında modellenerek önceden hesaplanabilmiştir. Bu sayede test aşamasında meydana gelebilecek olası olumsuz sonuçlar 3 boyutlu tasarımın iyileştirilmesi ile en aza indirilmiş, zaman ve maliyet açısından çok büyük kazanımlar elde edilebilmiştir. Yapılan tez çalışması kapsamında;

- Traktörün yan cephesinden alınan numune üç nokta eğilme testine tabi tutularak F – Z (Yük – Yer değişimi) ve $\sigma - \epsilon$ (Gerilme – Gerinim) eğrileri küçük zaman aralıklarında küçük yük artışı uygulanarak elde edilmiştir. Bu sebeple koruyucu yapının yapısal karakteristiğini temsil eden kafes yapı elemanlarından çevresel kaynakla birleştirilen üç parça deney numunesi olarak oluşturularak test edilmiş, sonuçlar grafiksel olarak test cihazından elde edilmiştir. Deneyden elde edilen veriler ANSYS koduna aktarılmıştır.
- Testi yapılan numunenin “üç nokta eğilme testi” ANSYS sonlu elemanlar kodu ile bilgisayar ortamında modellenerek yapılmış, analizlerde önce elastik daha sonra da plastik bölgelerde S235JR çelik malzeme davranışı incelenmiş, analiz sonuçları grafiksel olarak (F – Z) elde edilmiştir.
- Kabinin farklı bölgelerinden alınan numunelerle “üç nokta eğilme testi” analizleri bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir.
- Yapılan çalışma kapsamında deneysel ve SEY(Sonlu Elemanlar Yöntemi) sonuçları karşılaştırılarak numunedeki hasar tespitinin detaylı incelenmesi; geometri değişimi, kullanılan malzeme, kaynak bölgesi deformasyonu, deney şartlarının yarattığı hatalar ve sayısal çözümlemedeki kabuller (uygulanan sınır şartları ve yükleme) açıklanarak yapılmıştır. Yapılan çalışmaya ait sonuçlar uluslararası güncel literatür sonuçları ile karşılaştırılarak açıklanmıştır.

Bilgisayar ortamında yapılan analizin deneysel test çalışmasıyla doğrulanması, malzeme mekanik özelliklerinin ve numune ölçülerinin gerçekleştirilmiş kabin projelerinden elde edilmeleri sebebiyle bu çalışma konuyla ilgili olarak yapılmış literatürdeki en kapsamlı çalışmalardan biri olmuştur.

Sınırlılıklar

Yapılan çalışmada bazı önemli sınırlama ve zorluklar bulunmaktadır.

Bunlardan ilki malzemenin yük altında ne şekilde davranacağını Ansys programına tanıtılmasıdır. Test esnasında yapı plastik deformasyon bölgesine girdiğinden dolayı malzemenin yük altında ne şekilde davranacağı gerçek değerler kullanılarak ikili doğrusal (bilineer) eğilme rijitliği (gerilme – gerinim grafiği) ile tanımlanmıştır (elastoplastic material with strain hardening). Bununla birlikte malzeme elastik bölgede Hooke Yasası'na göre lineer bir davranış sergilemektedir, ancak plastik bölgede bu bölgeye ait ikinci eğim olarak Tanjant Modülü (E_{tan}) dikkate alınarak analizlerin yapılması gerekmektedir.

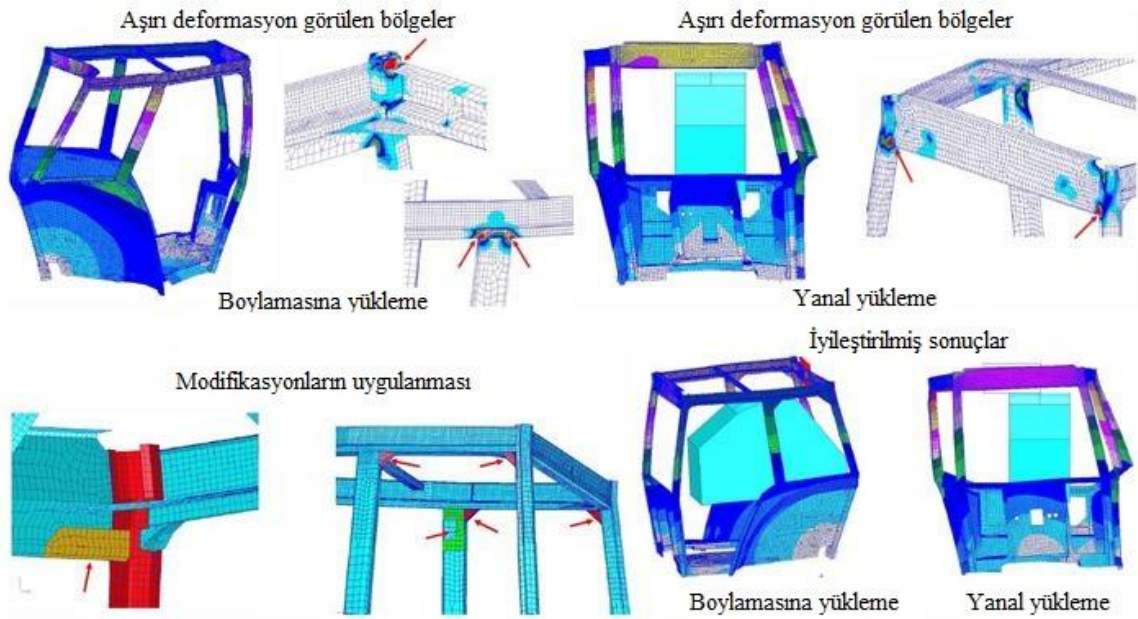
Bir diğer zorluk, analiz esnasında uygulanacak yükün zamana bağlı olarak değişken şekilde Ansys programına tanıtılmasıdır. Bu noktada “explicit metod” olarak adlandırılan çözüm yönteminin kullanılması analizi zorlaştırmaktadır.

Deneyssel çalışmanın standartlara uygun şekilde, sonuç grafiklerinin elde edilebileceği bir test cihazında, yetkili test personeli tarafından yapılması gerekliliği bu çalışmayla ilgili bir diğer sınırlılıktır.

Yukarıda bahsedilen önemli sınırlılık ve zorlukların yanı sıra analiz basamaklarını kapsayan; sonlu elemanlar modelinin oluşturulması, ağ yapı metodunun ve eleman büyüklüğünün belirlenmesi, parçaların birbirleriyle temaslarının tanımlanması gibi adımların da çalışma esnasında belirlenmeleri gerekmektedir.

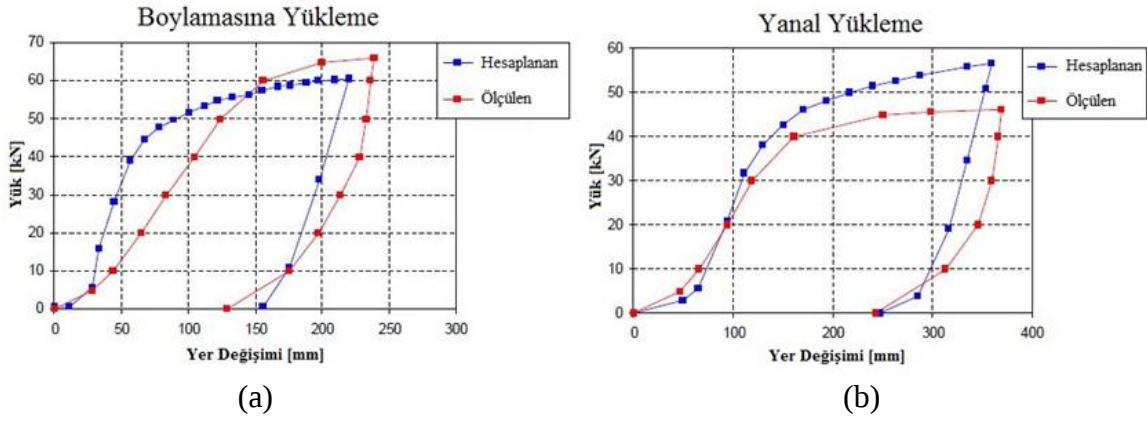
2. LİTERATÜR TARAMASI

Cunha ve diğerleri [5] tarafından yapılan çalışmada devrilmeye karşı koruyucu yapı olarak sabit profil, katlanır profil ve kabin için üç ayrı model oluşturularak sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Profil modeller için detaylı sonuçlar belirtilmemiştir. Kabin tipi için ise analiz sonucunda aşırı deformasyon gözlemlenmiş, kabini oluşturan elemanların bağlantı bölgelerinde görülen kritik yerlere ek destek parçaları tasarlanarak analiz tekrar edilmiş, elde edilen yeni sonuçların test şartlarını sağladığı gözlemlenmiştir (Şekil 2.1).



Şekil 2.1. Kabin analizi sonucunda kritik bölgelere destek parçaları tasarlanarak sonuçların iyileştirilmesi [5]

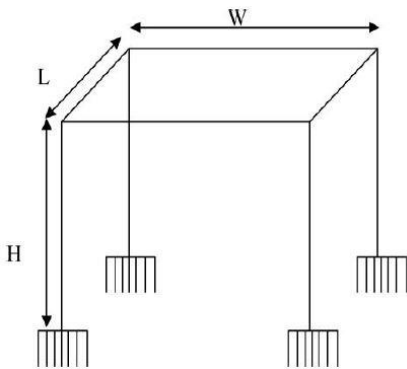
Elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla da kıyaslanarak analizin güvenilirliği incelenmiştir. Grafiklere bakarak yaklaşık değerler hakkında yorum yapılacak olursa; ilk yükleme olan arkadan boylamasına yükleme sonucunda 60 kN yükte 220 mm deplasman değeri hesaplanmış, yükün kaldırılmasıyla bu değer 155 mm'ye gerilemiştir. Ölçülen değerlere bakıldığında ise 66 kN yükte 240 mm deplasman değeri gerçekleşmiş, yükün kaldırılmasıyla bu değer 130 mm'ye gerilemiştir. 3. Yükleme olan yanal yükleme sonucunda 56 kN yükte 355 mm deplasman değeri hesaplanmış, yükün kaldırılmasıyla bu değer 245 mm'ye gerilemiştir. Ölçülen değerlere bakıldığında ise 46 kN yükte 360 mm deplasman değeri gerçekleşmiş, yükün kaldırılmasıyla bu değer 240 mm'ye gerilemiştir (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Boylamasına ve yanal yüklemelerde bilgisayar destekli analiz ve deneysel test sonuçlarının kıyaslanması a) Boylamasına yükleme kuvvet-deplasman grafiği, b) Yanal yükleme kuvvet-deplasman grafiği [5]

Chennuri, Kothagadi ve Mohammad [6] tarafından yapılan çalışmada ise devrilmeye karşı koruyucu dört direkli yapı farklı türde kesitlerden oluşacak şekilde basitleştirilerek modellenmiş ve sonlu elemanlar analizi ile incelenmiştir. Şekil 2.3'te görüldüğü üzere kabin ölçüleri;

- Yükseklik (H) : 150 cm
- Uzunluk (L) : 140 cm
- Genişlik (W) : 116 cm olacak şekilde belirlenmiştir.



Şekil 2.3. Basitleştirilmiş dört direkli kabin modeli [6]

Yapılan çalışmada aşağıdaki kesitler kullanılmıştır:

- $5 \times 5 \text{ cm}^2$ ölçülerinde içi dolu kare kesit,
- Dış ölçüleri $5 \times 5 \text{ cm}^2$, et kalınlığı 1 cm olan içi boş kare kesit,

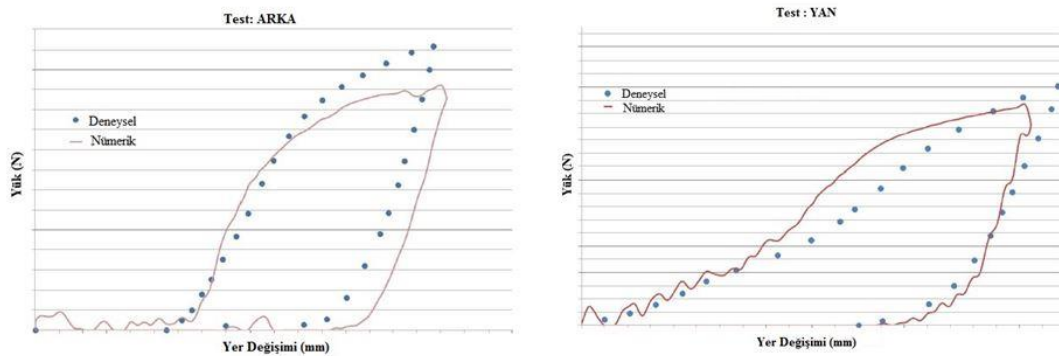
- Yarıçapı 3 cm olan içi dolu dairesel kesit,
- Dış yarıçapı 3cm, et kalınlığı 1 cm olan içi boş dairesel kesit.

Belirtilen kesitlerden oluşturulan numunelere OECD Code 4 standardı tarafından belirlenen yükleme koşulları uygulanarak analiz yapılmış, elde edilen gerilme ve yer değişimi değerleri kıyaslanarak en uygun kesit türü incelenmiştir.

Blanco, Martin ve Ortalda [7] tarafından yapılan çalışmada kabin devrilmeye karşı koruyucu yapı testleri için OECD tarafından belirlenen test şartlarına uygun olarak sonlu elemanlar metodu ile kabinin tamamını kapsayacak şekilde analizler yapılmış, bulunan sonuçlar deneysel sonuçlarla kıyaslanarak yapılan analizlerin güvenilirlikleri yorumlanmıştır (Şekil 2.4, Şekil 2.5). Ayrıca analiz sonuçlarında kritik görülen bölgeler incelenmiş, yapının tüm bölgelerinin test şartlarını karşıladığı görülmüştür.



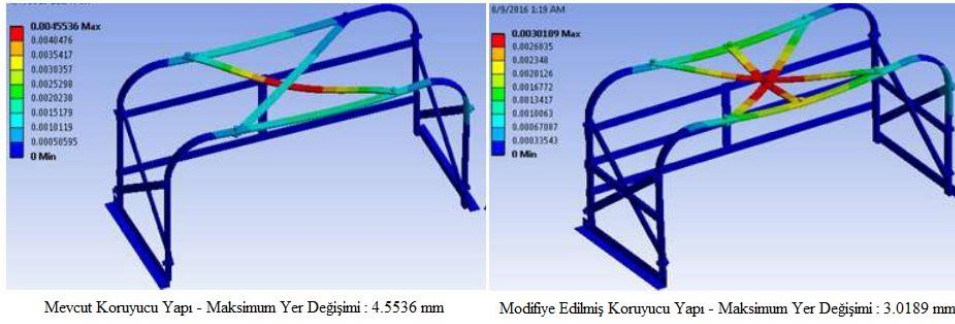
Şekil 2.4. Devrilme testlerinin uygulanma sıralaması – boylamasına, arka üst, yanal, ön üst yüklemeler [7]



Şekil 2.5. Arka ve yan yükleme testleri analiz sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması [7]

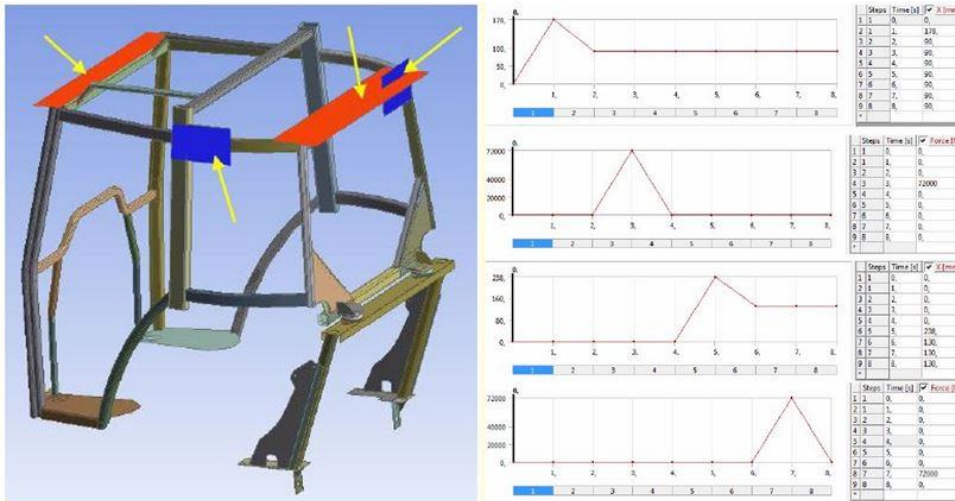
Shende, Kshirsagar ve Shelke [8] tarafından yapılan çalışmada devrilmeye karşı koruyucu dört direkli yapının kısmen basitleştirilmiş modeli sonlu elemanlar analizine tabi

tutulmuştur. Bununla birlikte söz konusu yapıya x, y ve z eksenlerde birer çubuk eleman eklenerek modifiye edilmiş hallerinin de analizi yapılmıştır. Elde edilen deformasyon ve gerilme sonuçları tablo haline getirilerek mevcut ve modifiye edilmiş yapılar birbiriyle kıyaslanmış, modifiye edilmiş yapının maksimum yer değişimi değerlerinde daha iyi sonuçlar verdiği (%2 ila 3 arası) görülmüştür (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. Mevcut ve modifiye edilmiş koruyucu yapı yer değişimi analiz sonuçlarının kıyaslanması [8]

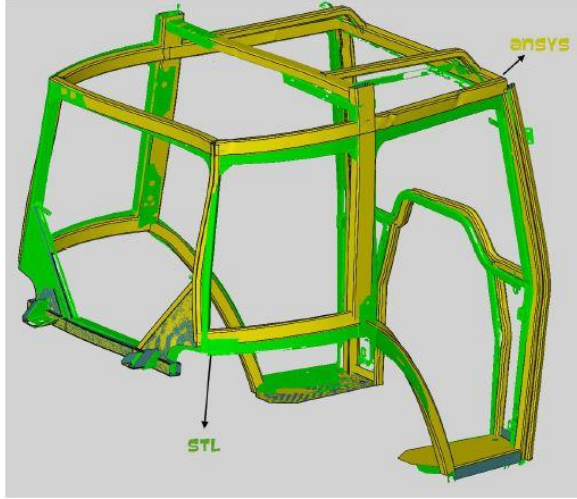
Çalışkan [9] tarafından yapılan çalışmada, kabinin sonlu elemanlar modeli detaylı olarak oluşturulmuş, OECD Code 4 standardına göre ardışık dört farklı yükleme şartında analizler belirli zaman aralıklarında gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. Yüklemlerin uygulanacağı yüzeyler ve belirli zaman aralıklarında ardışık yüklemelerin tanımlanması [9]

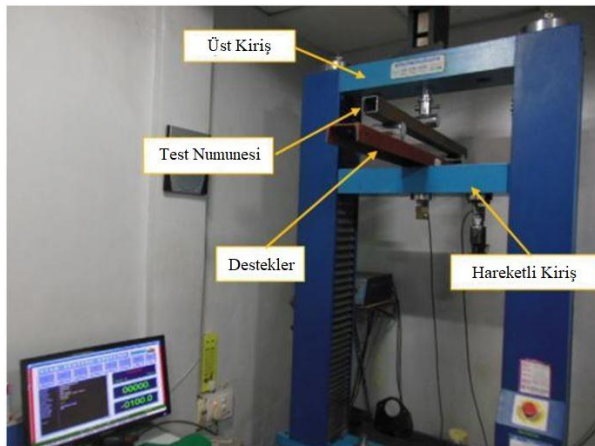
Bilgisayar ortamında yapılan analizin yanı sıra deneysel test çalışması da tüm kabine uygulanmıştır. Test sonucu deforme olmuş kabin, üç boyutlu tarama cihazı ile taranarak “.stl” formatında nokta bulutu verisi elde edilmiştir. Deforme olmuş kabine ait elde edilen

deneysel nokta bulutu verisi ile Ansys analiz sonucu elde edilen deforme yapı verisi bilgisayar ortamında üst üste koyularak karşılaştırılmıştır (Şekil 2.8).



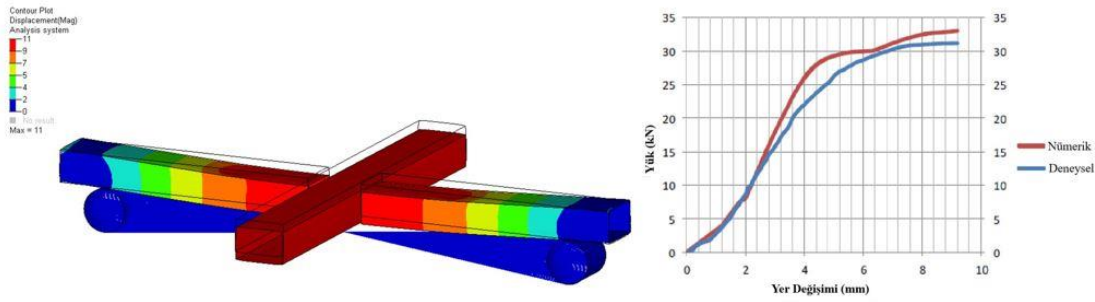
Şekil 2.8. Deneysel çalışma sonucu deforme edilmiş kabinin üç boyutlu tarama cihazı ile elde edilmiş nokta bulutu verisinin (yeşil), Ansys sonlu elemanlar kodu ile elde edilmiş deforme yapı sonuç verisi (sarı) ile bilgisayar ortamında kıyaslanması [9]

Phadatare ve Hujare [10] çalışmalarında sonlu elemanlar metodu ile otobüsün devrilme analizini yapmışlardır. Sonlu elemanlar modelini oluşturmada “Hypermesh” yazılımı ile birlikte “LS Dyna explicit çözücü” kullanmıştır. Literatürde yapılan analiz sonucunda zayıf görülen bölgelere destek parçalar ilave edilerek yapı güçlendirilmiştir. İlgili literatürde dikdörtgen kesitli metal malzemeye “üç nokta eğilme testi” uygulanarak yapılan nümerik modelleme ve analizin doğruluğu incelenmiştir (Şekil 2.9).



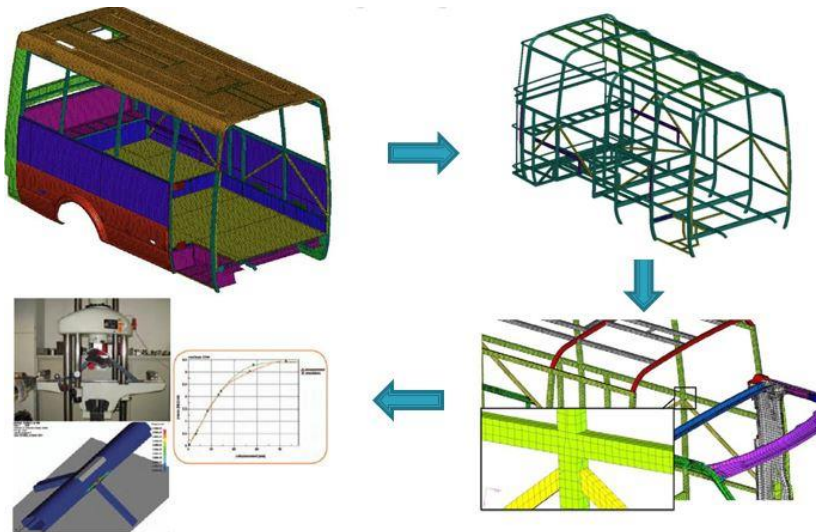
Şekil 2.9. Otobüs üzerinden alınan metal kiriş test numunesine uygulanan deneysel “üç nokta eğilme testi” ve LS-Dyna analiz modeli görüntüsü [10]

Belsare, Pathak ve Kulkarni [11] tarafından yapılan çalışmada ise otobüs tipi araç için devrilme analizi AIS-031 standardına göre yapılmıştır. Bu çalışmada sonlu elemanlar modelinin oluşturulması ve analizin çözümünde “Radioss” yazılımı kullanılmıştır. Malzeme mekanik özelliklerinin tespiti için numune malzeme üzerinden çekme testi yapıp gerçek gerilme-gerinim eğrisi elde edilerek yazılıma tanıtılmıştır. Elde edilen nümerik sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak yapılan analizin doğruluğu incelenmiştir (Şekil 2.10).



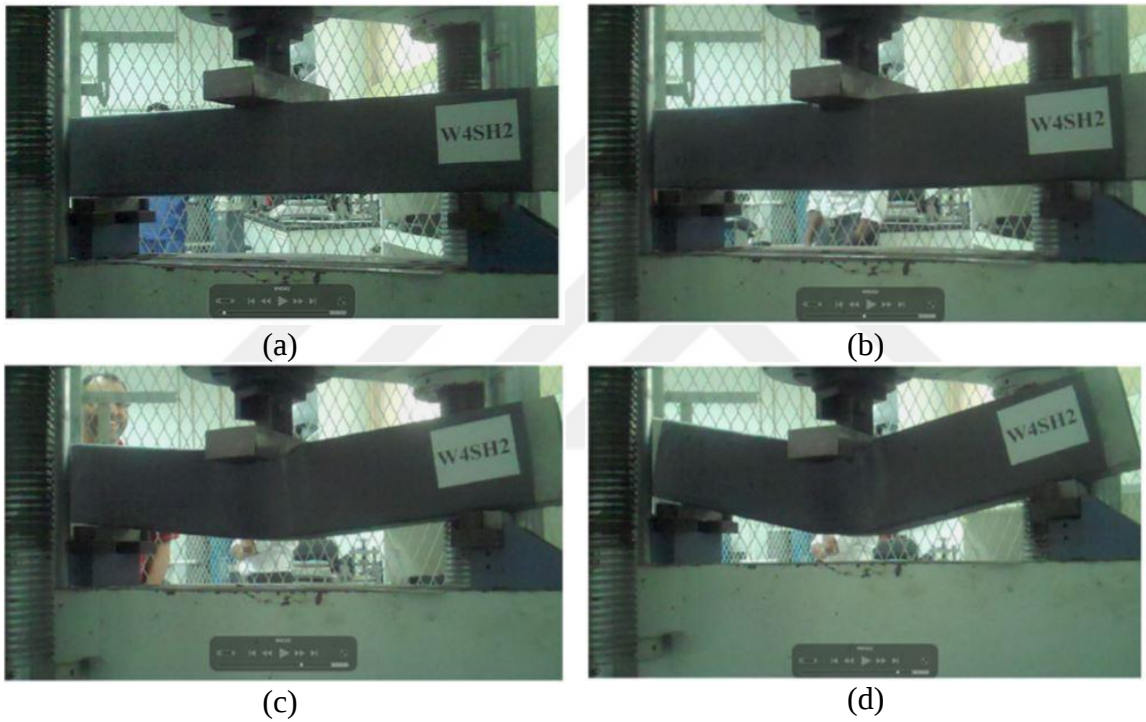
Şekil 2.10. Kaynaklı birleştirme ile oluşturulmuş test numunesinin “üç nokta eğilme testi” analizi sonucundaki yer değiştirme görüntüsü ile deneysel ve nümerik yük – yer değişimi sonuçlarının karşılaştırılması [11]

Benzer yöntemler kullanılarak Tar [12] tarafından yapılan çalışmada da minibüs tipi ticari bir aracın devrilme analizi yapılmıştır. Analizin doğrulanması için kafes yapıyı temsil eden kaynaklı bağlantı grubu “üç nokta eğilme testi”ne tabi tutularak yük-yer değiştirme eğrileri elde edilmiş ve sonuçlar analiz ile elde edilen eğrilerle karşılaştırılmıştır (Şekil 2.11).



Şekil 2.11. Minibüs tipi araca ait kafes yapıdan alınan kaynaklı birleştirme çelik numunenin “üç nokta eğilme testi” ile deneysel ve nümerik olarak incelenmesi [12]

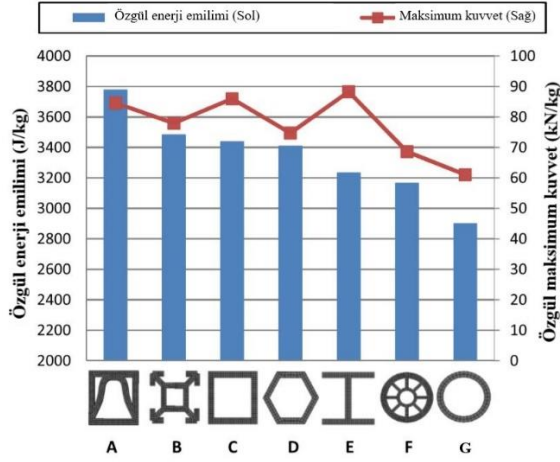
Elchalakani [13] çalışmasında karbon fiber ile güçlendirilmiş polimerler (CFRP) kompozitlerin dikdörtgen içi boş kesitli kirişlerinin “üç nokta eğilme testlerini” açıklamaktadır. Test süresince plastik deformasyon göçme, göçme ve eğilme, ve yapısal çöküş olarak adlandırılan üç farklı fazda gerçekleşmektedir (Şekil 2.12). Çalışmada sistemin denge durumuna ait denklemler ve enerji metodları dikkate alınarak analizler yapılmıştır. Çökmeye ait eğriler her denge durumu için çizilmiştir. Çalışma sonucunda çökme davranışını enerji metodlarıyla açıklamanın zorlukları görülmüş, denge denklemleri kullanılarak yapılan çözümlerin daha doğru sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.



Şekil 2.12. Test numunesinde “üç nokta eğilme testi” süresince meydana gelen deformasyon aşamaları a) Yer değişimi başlamamış durumda ($\Delta Z=0$ mm), b) Faz I – Göçme ($\Delta Z=10$ mm), c) Faz II – Göçme ve eğilme ($\Delta Z=50$ mm), d) Faz III – Yapısal çöküş ($\Delta Z=100$ mm) [13]

Bilston ve diğerleri [14] yaptıkları çalışmada içi boş kare ve dairesel kesitli tüplerin deneysel ve nümerik olarak “üç nokta eğilme testlerini” anlatmaktadır. Yapılan çalışmada sonlu elemanlar analiziyle elde edilen sonuçlar deneysel çalışmalarla karşılaştırılarak tüplerin üst yüzeylerindeki bozulma durumları incelenmiştir. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli güçlendirilmiş veya güçlendirilmemiş standart kesitlerin dinamik eğilme performansını incelemek için kullanılmıştır. Çalışma sonucunda güçlendirilmiş şekillerde yüksek enerji

emilimi saptanmıştır. Bu şekillerden parabolik çıkıntılı güçlendiriciye sahip kare kesitli olanların en yüksek enerji emilimi değerine sahip olduğu tespit edilmiştir (Şekil 2.13).



Şekil 2.13. Farklı kesitli tüplere ait “üç nokta eğilme testi” sonucu elde edilmiş özgül enerji emilimi ve özgül maksimum kuvvet değerleri [14]

Arrayago ve Real [15] tarafından yapılan çalışmada paslanmaz çelik yapıların tasarımında moment dağılımıyla birlikte nonlinear davranış ve gerinim sertleşmesinin dikkate alınması gerektiği belirtilmiştir. Bu kapsamda yapılan çalışmada plastik deformasyonu dikkate almaksızın yapılan tasarımlar içeren EN 1993-1-4 standardının yanı sıra, plastik deformasyon bölgesini de içeren geleneksel ve yeni tasarım yöntemlerine de katkıda bulunulacak şekilde ferritik paslanmaz çelik kirişlerin eğilme momenti dağılımları incelenmiştir. Buna göre çeşitli “üç nokta ve dört nokta eğilme testleri” yapılarak içi boş kesitli çelik yapıların maksimum eğilme momentleri tespit edilmiştir (Şekil 2.14).

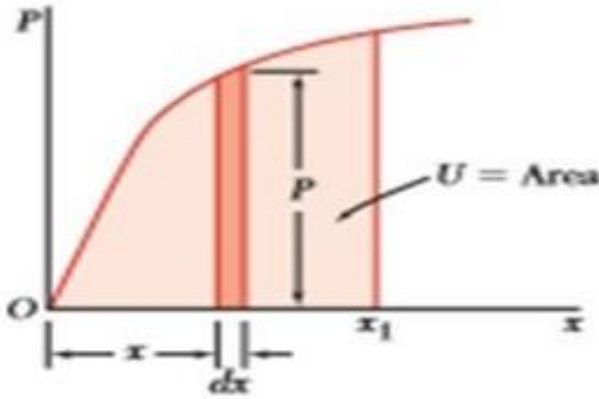


Şekil 2.14. “Üç nokta eğilme testi” sonucu plastik deformasyona uğramış içi boş dikdörtgen kesitli numunenin görünümü [15]

3. ELASTİK VE ELASTİK – PLASTİK DURUMLARDA KİRİŞ EĞİLME DENKLEMLERİ

3.1. Şekil Değiştirme Enerjisi

Bir malzemeye kuvvet uygulandığında, malzeme deforme olur ve bir potansiyel enerjiyle yüklenir. Şekil değiştirme enerjisi (yani deformasyon nedeniyle depolanan potansiyel enerji miktarı) malzemenin deforme edilmesinde harcanan işe eşittir. Toplam şekil değiştirme enerjisi, Şekil 3.1’de görüldüğü üzere yük - yer değişimi eğrisinin altındaki alana karşılık gelir ve SI birimlerinde Nm (joule) cinsinden hesaplanır (Eş. 3.1).



Şekil 3.1. P yüküne karşılık yapılan iş miktarının yük - yer değişimi grafiği ile gösterimi (şekil değiştirme enerjisi)

$$U = \int_0^{x_1} P dx \quad (3.1)$$

3.2. Maksimum Şekil Değiştirme Enerjisi Teorisi

Von Mises teorisi olarak adlandırılan bu teoriye göre; birim hacimdeki şekil değiştirme enerjisinin birleşik gerilmelerin basit çekme testinde elde edilen akma değerine eşit olduğu durumlarda, malzemenin herhangi bir noktasında, akma sebebiyle bozulma meydana gelir. Akma noktasındaki gerilme değeri σ_{yp} olarak adlandırılarak bu teori aşağıdaki şekilde tanımlanır (Eş. 3.2);

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) = 2\sigma_{yp}^2 \quad (3.2)$$

Asal gerilmeler cinsinden yazıldığında;

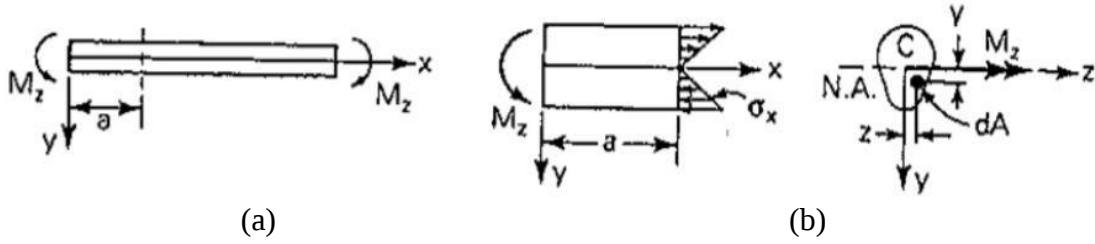
$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_{yp}^2 \quad (3.3)$$

Düzlemsel gerilme durumunda $\sigma_3 = 0$, akma kriteri Eş. 3.4 halini alır;

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_{yp}^2 \quad (3.4)$$

3.3. Simetrik Kesitli Kirişlerin Eğilmesi

Eğme işleminin en sade hali dikey ekseninde simetrik bir kirişin her iki ucundan eşit bir momentle eğilmesidir (Şekil 3.2). Kesit üzerindeki normal gerilme değerinin y 'ye göre lineer olarak değiştiği, diğer gerilme bileşenlerinin sıfır olduğu kabul edilebilir (Eş. 3.5).



Şekil 3.2. Simetrik kesitli kirişin eğilmesi a) Kirişe her iki uçtan eşit moment uygulanmasının gösterimi, b) Kirişin sol ucundan a kadar uzaklıkta bulunan kesitteki doğrusal gerilme alanının gösterimi

$$\sigma_x = ky, \quad \sigma_y = \sigma_z = \tau_{xy} = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \quad (3.5)$$

Burada k sabit olup, tarafsız yüzey olarak adlandırılan $y = 0$ boyunca $\sigma_x = 0$ 'dır.

Eş. 3.5'te belirtildiği üzere yanal yüzeylerde gerilme olmadığı için, sadece gerilmelerin kirişin her iki ucundaki sınır şartlarını sağladıklarından emin olunmalıdır [16]. Bu şartlar iç kuvvetler toplamının sıfır olmasını ve iç kuvvetlerin tarafsız eksen yakınındaki momentinin uygulanan moment olan M_z 'ye eşit olmasını gerektirmektedir. Bu durumda kiriş kesitine tarafsız düzleme göre etki eden moment denklemleri Eş. 3.6'da görüldüğü şekilde yazılabilir:

$$\int_A^0 \sigma_x dA = 0, \quad -\int_A^0 y \sigma_x dA = M_z \quad (3.6)$$

Burada A kirişin kesit alanıdır. Eş. 5.1'deki τ_{xy}, τ_{xz} gerilme değerlerinin sıfır olması sebebiyle kirişin uçlarında x ve z yönlerinde herhangi bir kuvvet olmadığı ve kesitin dikey simetrisi sebebiyle de $\sigma_x = ky$ 'nin y eksenine etrafında moment oluşturmadığı bilinmelidir. Eşitlikteki negatif işareti M_z momentinin pozitif y boyunca basma (negatif) gerilmesine sebebiyet verdiğini göstermektedir. Eş. 3.5'teki ifadeler Eş. 3.6'da yerine koyulursa Eş. 3.7 halini alır:

$$k \int_A^0 y dA = 0, \quad -k \int_A^0 y^2 dA = M_z \quad (3.7a, b)$$

Sabit olarak belirtilen $k \neq 0$ olduğundan Eş. 3.7a kesitin tarafsız eksen etrafındaki ilk momentinin sıfır olduğunu göstermektedir. Bu durum kesitin tarafsız ekseninin ve merkez ekseninin çakışık olmasını gerektirmektedir.

Eş. 3.7b'deki integral içindeki ifade kiriş kesitinin z eksenine göre atalet momentini I_z tanımlamaktadır. Bu nedenle Eş. 3.8 yazılabilir:

$$k = -\frac{M_z}{I_z} \quad (3.8)$$

Eş. 3.5 ve Eş. 3.8 birleştirilirse normal gerilme ifadesi aşağıdaki halini alır (Eş. 3.9).

$$\sigma_x = -\frac{M_z y}{I_z} \quad (3.9)$$

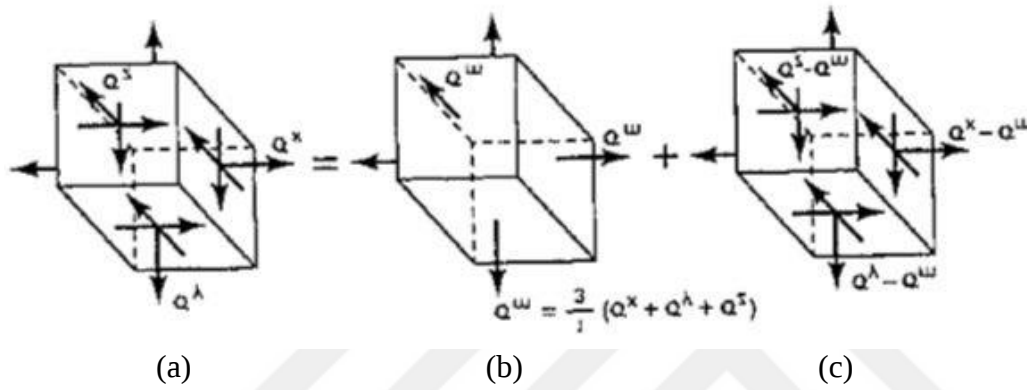
M ve I sabitler olduklarından Eş. 3.9'da $|y_{max}| = c$ alınarak maksimum gerilme belirlenebilir (Eş. 3.10):

$$\sigma_{max} = \frac{M_c}{I} = \frac{M}{I/c} = \frac{M}{S} \quad (3.10)$$

Burada S Elastik kesit modülüdür ve basitliği sebebiyle pratikte malzemelerin eğilme mukavemetlerini ölçmek için sıklıkla kullanılır.

3.4. Plastik Deformasyon

Plastik deformasyonda çok kristalli bir katının dış bir yükleme etkisinde kalıcı değişikliğe maruz kalması durumu incelenir. Kristallerin rasgele olarak hizalandığı kabul edilir. Şekil 3.3'te görüldüğü üzere bir küp eleman üzerine etki eden gerilmeler hacim değişimiyle ilişkili olanlar (dilatation) ve çarpılma veya şekil değişimine sebep (distortional) olanlar olarak çözümlenebilir.



Şekil 3.3. Gerilme durumunun çözümü a) Toplam gerilme durumu, b) Hacimsel değişim (dilatational) gerilmeleri, c) Şekil değiştirme (distortional) gerilmeleri

Burada σ_m değeri asal gerilme eksenlerinden geçen düzleme göre hesaplanan ortalama gerilme değeridir.

Hacimsel değişim gerilmeleri, hidrostatik basınç gibi, uygulandıklarında rahatlıkla hacimde küçülmeye sebebiyet verebilirler. Bununla birlikte dış kuvvet kaldırıldığında hacimdeki değişim geri kazanılabilir. Bu yüzden dış kuvvet etkisinde atomlar arası mesafe azalmakta, dış kuvvet kaldırıldığında atomların orijinal yerlerine gelmesiyle hacim ilk halini almakta, herhangi bir plastik deformasyon meydana gelmemektedir.

Şekil değiştirme durumunda ise çok kristalli yapıdaki katıda atomlar birbiri üzerinde kaymaktadır. Dislokasyon olarak adlandırılan bu kayma hareketi karmaşık bir fenomendir. Dislokasyon hareketi atomsal katmanların kaymasıyla, özellikle plastik deformasyonu kontrol eden şekil değiştirme gerilmelerinin kayma bileşenleri ile meydana gelmektedir. Deneysel çalışmalar da plastik deformasyon durumunda hacimde değişiklik meydana gelmediğini, malzemenin sıkıştırılamaz olduğunu desteklemektedir (Eş. 3.11).

$$\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0 \quad (3.11)$$

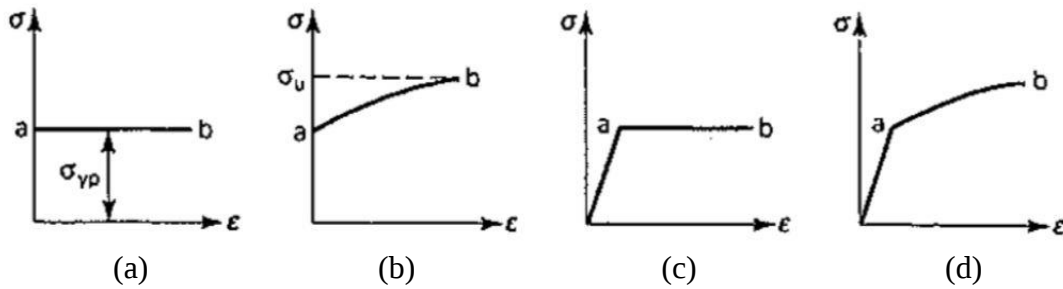
Bu sebeple plastik malzemede poisson oranı $\nu = \frac{1}{2}$ olarak bulunabilir.

Kayma hareketi kafes yapıdaki süreksizliğin olduğu yerlerde, örneğin biri sıra başına bir fazla atoma sahip olan iki bölgeyi birbirinden ayıran bir yüzeyde, başlar. Kayma hareketi tüm atomsal yüzeylerde rastgele devam etmeyeceği için mikroskobik düzeydeki deformasyon süreksiz görünür. Deformasyon devam ettikçe birbirini kilitleyen dislokasyon hareketleri gerinim sertleşmesi (pekleşme) ile sonuçlanır.

Plastik bölgedeki mühendislik gerilme analizleri uygulanırken dislokasyon teorisini detaylıca incelemeye gerek kalmadan deneysel gerilme gerinim eğrileri kullanılır.

3.5. Basit Çekme Durumunda Gerçek Gerilme – Gerçek Gerinim Eğrileri

Plastik deformasyon içeren analizler genellikle idealize edilmiş gerilme – gerinim eğrilerine sahip malzeme tanımlarına dayanmaktadır (Şekil 3.4a). Bu tür malzeme tanımlamaları “rijit, mükemmel plastik” olarak adlandırılmaktadır. Bunlara örnek olarak sabit gerilme değerleri altında fazla miktarda plastik deformasyona karşılık ihmal edilebilecek düzeyde elastik birim şekil değişimi gösteren düşük karbonlu yumuşak çelikler ve naylonlar verilebilir. Gerinim sertleşmesi (pekleşme) içeren daha gerçekçi bir yaklaşım “rijit plastik” malzeme olarak adlandırılmaktadır (Şekil 3.4b). Eğrilerdeki a ve b noktaları sırasıyla akma ve maksimum çekme gerilmelerini, σ_{yp} ve σ_u , göstermektedir.



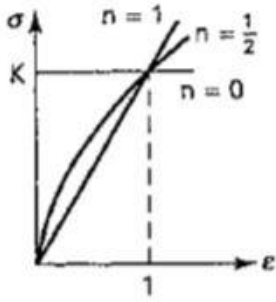
Şekil 3.4. İdealize edilmiş gerilme – gerinim diyagramları a) Rijit, mükemmel plastik malzeme, b) Rijit, plastik malzeme, c) Elastik, mükemmel plastik malzeme, d) Elastik plastik malzeme

Şekil 3.4c ve d grafikleri daha genel anlamda tanımlanan gerilme – gerinim tanımında bulunması gereken elastik şekil değişimini de içermektedir. Bu sebeple bu şekiller sırasıyla idealize edilmiş “elastik, mükemmel plastik” ve “elastik plastik” malzemeleri temsil etmektedir. Şekil 3.4c,d’de gösterilen malzemeler aynı zamanda “pekleşme gösteren malzeme” olarak adlandırılmaktadır. Doğrusal pekleşme gösteren bir malzeme için eğrilerin ab bölümleri eğimli bir hal almaktadır.

Birçok malzeme için gerçek gerilme – gerçek gerinim eğrileri parabolik formda tanımlanmaktadır.

$$\sigma = K\varepsilon^n \quad (3.12)$$

Eş. 3.12’de verilen n pekleşme indisi, K rijitlik katsayısıdır. Şekil 3.5’te görüldüğü üzere $n \neq 1$ durumu için ε sıfıra yaklaştıkça $d\sigma/d\varepsilon$ sonsuza artmaktadır. Bu yüzden Eş. 3.12 düşük miktarda gerinim değerleri için kullanılamamaktadır. Mükemmel plastik bir malzemenin gerilme – gerinim diyagramı bu eşitlikte $n = 0$ ve $K = \sigma_{yp}$ ile gösterilmektedir. Elastik malzemelerde ise $n = 1$ ve $K = E$ olduğundan dolayı E elastiklik modülünü gösterir şekilde Hooke Kanunu uygulanır.



Şekil 3.5. Gerçek gerilme – gerçek gerinim eğrisinin grafiksel gösterimi

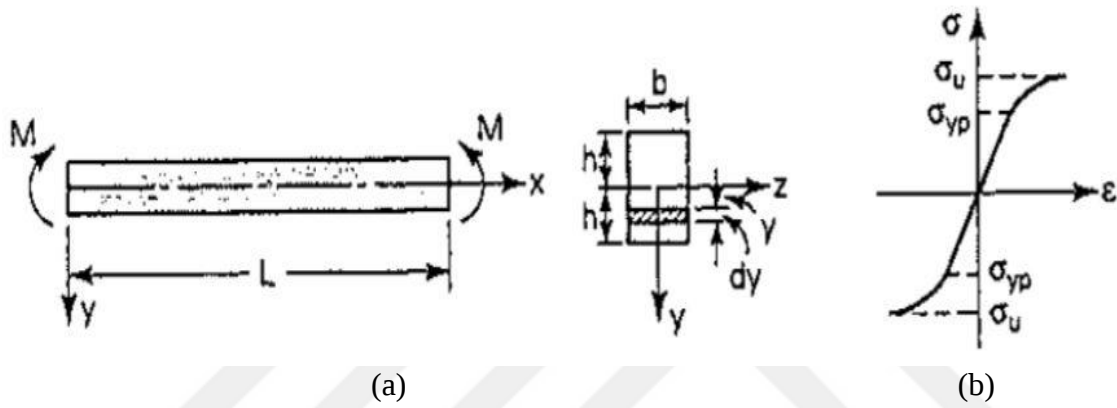
3.6. Kirişlerin Plastik Eğilmesi

Şekil 3.6’da görüldüğü üzere dikdörtgen kesitli bir kirişte, M momentinin r eğriliğini oluşturduğu düşünülürse, tarafsız yüzeyden y kadar uzaklıktaki bir fiberin boylamasına birim şekil değiştirme miktarı Eş. 3.13 ile tanımlanabilir:

$$\varepsilon = \frac{y}{r} \quad (3.13)$$

Kiriş malzemesinin çekme ve basma durumlarında eşit özelliklere sahip olduğu kabul edilirse, boylamasına çekme ve basma kuvvetlerinin yerini eksenel kuvvetler alır. Bu durumda Eş. 3.14 z eksenine göre olan moment denklemlerini tanımlar (Şekil 3.6):

$$\int_A^0 y \sigma dA = b \int_{-h}^h y \sigma dy = M \quad (3.14)$$



Şekil 3.6. Dikdörtgen kesitli bir kirişin elastik olmayan eğilme durumu a) Uygulanan momentlerin ve kesit üzerinde eşitlik parametrelerinin gösterimi, b) Gerilme dağılımı

Gerçek gerilme – gerinim ilişkisinin $\sigma = K\varepsilon^n$ eşitliği, Eş. 3.13 ile birlikte Eş. 3.14’te yerine koyulursa M elde edilir (Eş. 3.15):

$$M = b \int_{-h}^h \frac{1}{r_n} K y^{n+1} dy = \frac{1}{r_n} K I_n \quad (3.15)$$

$$I_n = b \int_{-h}^h y^{n+1} dy \quad (3.16)$$

Eş. 3.13, Eş. 3.15 ve $\sigma = K\varepsilon^n$ eşitliği ile Eş. 3.17 türetilir:

$$\frac{\sigma}{y^n} = \frac{K}{r^n} = \frac{M}{I^n} \quad (3.17)$$

İlave olarak temel kiriş teoremi esaslarından Eş. 3.18 yazılabilmektedir:

$$\frac{1}{r} = \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (3.18)$$

Eş. 3.17, Eş. 3.18’de yerine koyulduğunda rijit plastik kirişler için Eş. 3.19 elde edilir:

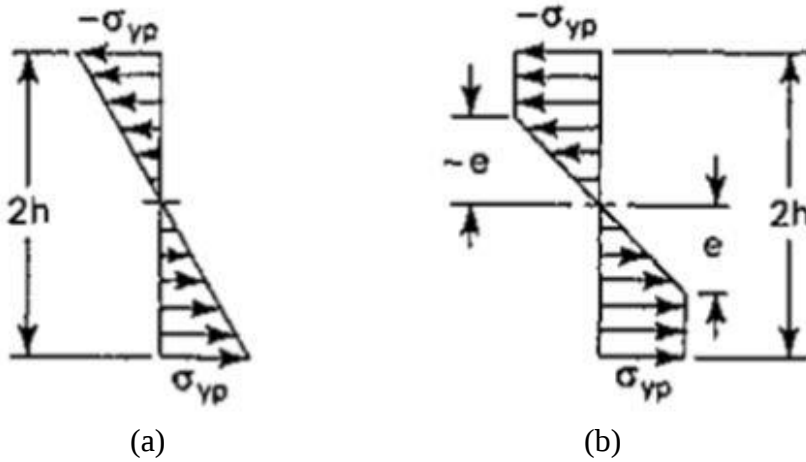
$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \left(\frac{M}{K I^n} \right)^{1/n} \quad (3.19)$$

3.7. Mükemmel Plastik Kirişlerin Analizi

Malzeme mükemmel plastik kabul edilip pekleşme etkisi ihmal edilerek kayda değer bir sadeleştirme gerçekleştirilebilir. Bunun için dikdörtgen kesitli mükemmel plastik bir kirişin analizi düşünülürse (Bkz. Şekil 3.6a), akma noktasındaki plastik deformasyonun eğilme momenti M_{yp} Eş. 3.20 ile bulunabilir:

$$M_{yp} = \frac{\sigma_{yp} I}{h} = \frac{2}{3} b h^2 \sigma_{yp} \quad (3.20)$$

Burada σ_{yp} akmanın başladığı gerilme değeridir. M_{yp} değerine karşılık gelen gerilme dağılımı, malzemenin çekme ve basma yönünde eşdeğer özellikler sergilediği kabul edilirse Şekil 3.7a’da görüldüğü gibi gerçekleşir. Eğilme momenti arttıkça, kiriş kesitinde akmanın gerçekleştiği bölge tarafsız düzleme doğru ilerler (Şekil 3.7b). Tarafsız düzlemden akmanın başladığı noktaya olan mesafe e sembolü ile gösterilir.



Şekil 3.7. Dikdörtgen kesitli kiriş üzerindeki gerilme dağılımının eğilme momentinin artmasına bağlı gösterimi a) Elastik, b) Kısmen elastik (elastik – plastik)

Burada dikdörtgen ve üçgen alanların değerleri kuvvete eşit olacağından kuvvet ile tarafsız eksene olan mesafelerinin çarpımı kesitte oluşan elastik ve plastik eğilme momentlerine eşit olacaktır. Üçgen alan lineer elastik bölgedeki, dikdörtgen alan ise plastik bölgedeki momenti ifade eder.

Kesitte oluşan net kuvvet değeri sıfıra eşit olacaktır. Şekil 3.7b incelendiğinde normal gerilmelerin Eş. 3.21, Eş. 3.22 ve Eş. 3.23'e göre değiştiği görülebilir:

$$\sigma_x = \frac{\sigma_{yp}y}{e}, \quad -e \leq y \leq e \quad (3.21)$$

$$\sigma_x = \sigma_{yp}, \quad e \leq y \leq h \quad (3.22)$$

$$\sigma_x = \sigma_{yp}, \quad -e \geq y \geq -h \quad (3.23)$$

M , eğilme momentinin e mesafesine bağlı olarak yazılımı kullanışlı olacaktır. Bu eşitliğin elde edilmesi için ilk olarak kuvvetler x 'e bağlı olarak yazılırsa Eş. 3.24 “kuvvet denge denklemi” elde edilir:

$$\int_{-h}^e -\sigma_{yp}b \, dy + \int_{-e}^e \sigma_x b \, dy + \int_e^h \sigma_{yp}b \, dy = 0 \quad (3.24)$$

Eşitliğin ilk ve son kısmı iptal edilip, kalan kısmı Eş. 3.21 ile birleştirilirse Eş. 3.25 elde edilir:

$$\frac{\sigma_{yp}}{e} \int_{-e}^e yb \, dy \quad (3.25)$$

Bu ifade kesitin tarafsız ve merkez eksenlerinin çakışık olduğu tamamen elastik durumun gerilme dağılımını tanımlar. Simetrik olmayan bir kesitte tarafsız eksen genellikle merkez ekseninden farklı bir konumdadır. Bu durumda tarafsız eksene göre moment dengesi Eş. 3.26 “toplam iç moment ifadesi” halini alır:

$$\int_{-h}^e -\sigma_{yp}b \, dy + \int_{-e}^e \sigma_x b \, dy + \int_e^h \sigma_{yp}b \, dy = M \quad (3.26)$$

σ_x ifadesi yerine Eş. 3.21 yazılıp integral alınır Eş. 3.27 elde edilir:

$$M = b\sigma_{yp} \left(h^2 - \frac{e^2}{3} \right) \quad (3.27)$$

Eş. 3.21 ile σ_x ifadesinin e mesafesine bağlı olduğu durumdaki genel gerilme dağılımı bu şekilde uygulanan moment cinsinden ifade edilebilir. $e = h$ durumunda Eşitlik 3.20'ye indirgenmiş olur. Tamamen plastik kirişi ifade eden $M = M_{yp}$, $e = 0$ durumunda ise Eş. 3.28 elde edilir:

$$M_u = bh^2\sigma_{yp} \quad (3.28)$$

Burada M_u “maksimum moment” (ultimate moment) değeridir.

Açıklanan analiz uygulanarak farklı kesitler için moment eşitlikleri de türetilebilir. Genel olarak, herhangi bir kesitli bir kiriş için plastik veya maksimum direnç momenti Eş. 3.29 olarak ifade edilebilir:

$$M_u = \sigma_{yp}Z \quad (3.29)$$

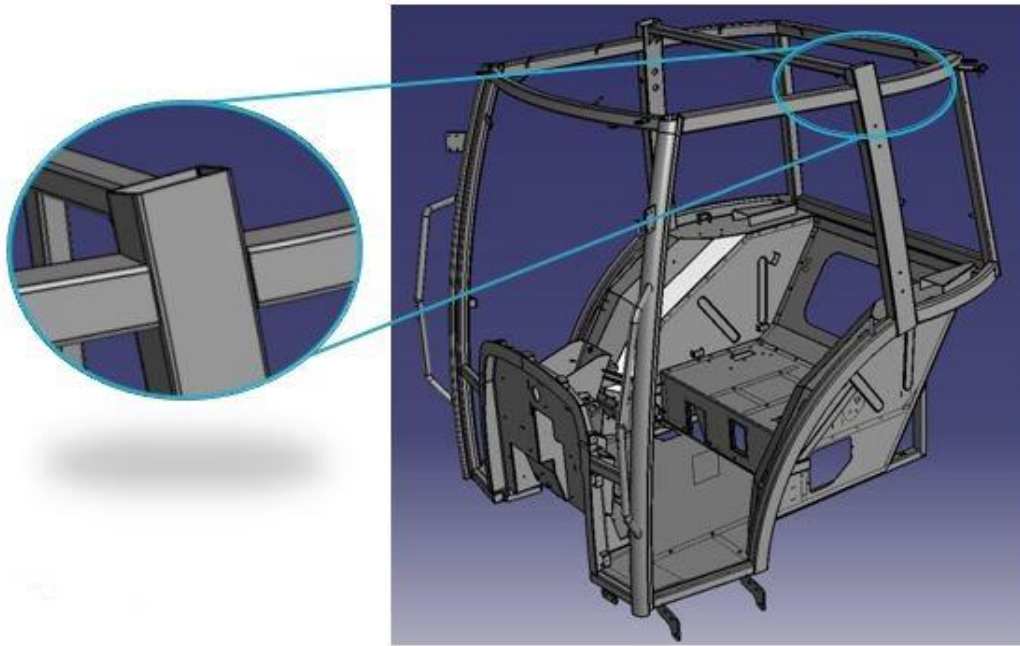
Burada Z “plastik kesit modülü” değeridir. Örneğin yukarıdaki eşitliklerde incelenen dikdörtgen kesit için plastik kesit modülü $Z = bh^2/4$ ’dir. İlgili kaynaklarda çeşitli kesitler için plastik kesit modülleri verilmektedir.

4. ÜÇ NOKTA EĞİLME TESTİ İLE DENEYSEL ÇALIŞMA

ECE-R66 standardına göre taşıtın devrilme testleri için birbirinin alternatifi olan dört farklı yöntemden herhangi biri seçilebilmektedir. Bunlar;

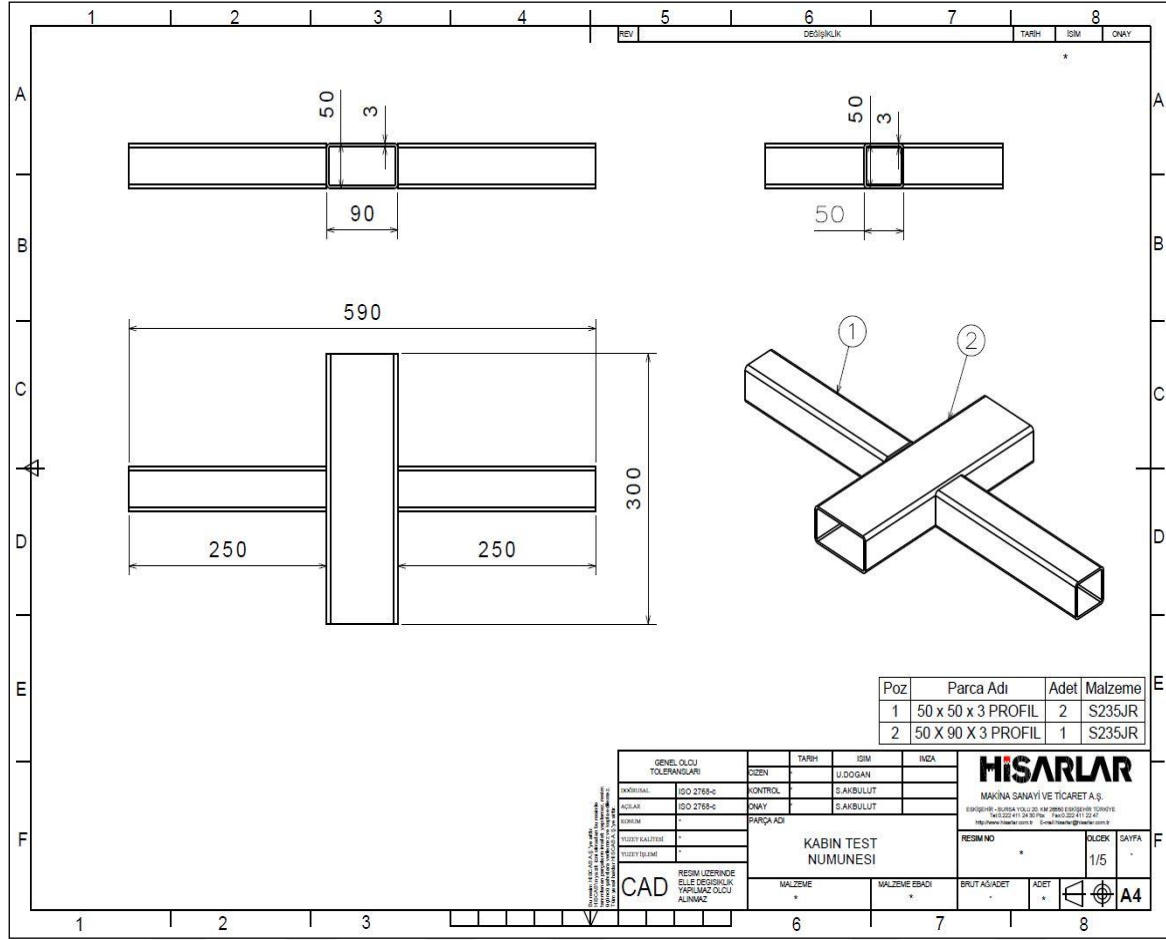
- Tam ölçekli bir taşıtın devrilme testi,
- Taşıtın tamamını temsil eden kesitinin testi,
- Taşıt kesitinin “sanki-statik” (quasi-static) yükleme testi,
- Taşıtın devrilme testinin nümerik simülasyonudur.

Traktör kabini devrilme testinin nümerik analizinin doğru bir şekilde yapıldığından emin olmak için taşıtın yan kısmından alınan numuneler üç nokta eğilme testine tabi tutulur. Benzer yöntemi traktör kabinlerinde kullanmak amacıyla OECD Code 4 yanal yüklemenin uygulandığı bölge tercih edilmiştir (Şekil 4.1).

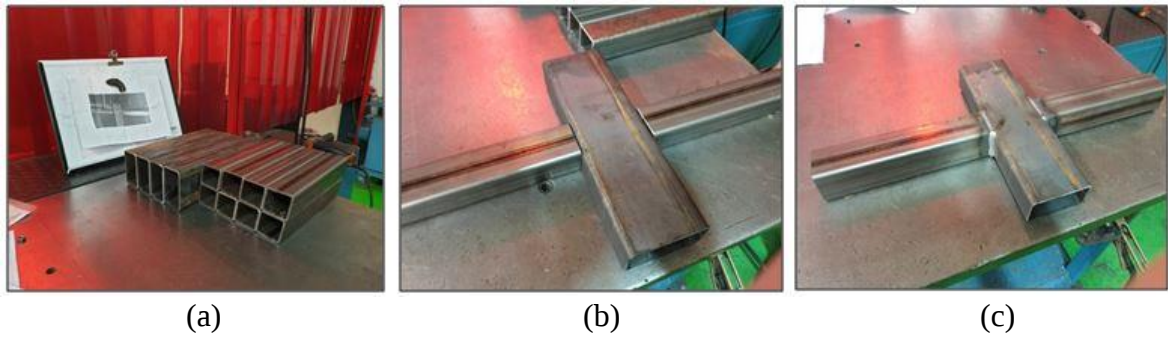


Şekil 4.1. OECD Code 4 yanal yükleme koşuluna göre belirlenmiş olan kabin yan cephesinden “üç nokta eğilme testi” numunesinin oluşturulacağı bölge

Aynı zamanda kabinin yapısal karakteristiğini temsil eden kafes yapı elemanlarından oluşan bu bölgeden çevresel kaynakla birleştirilen üç parçadan deney numuneleri hazırlanmıştır (Şekil 4.2, Şekil 4.3).

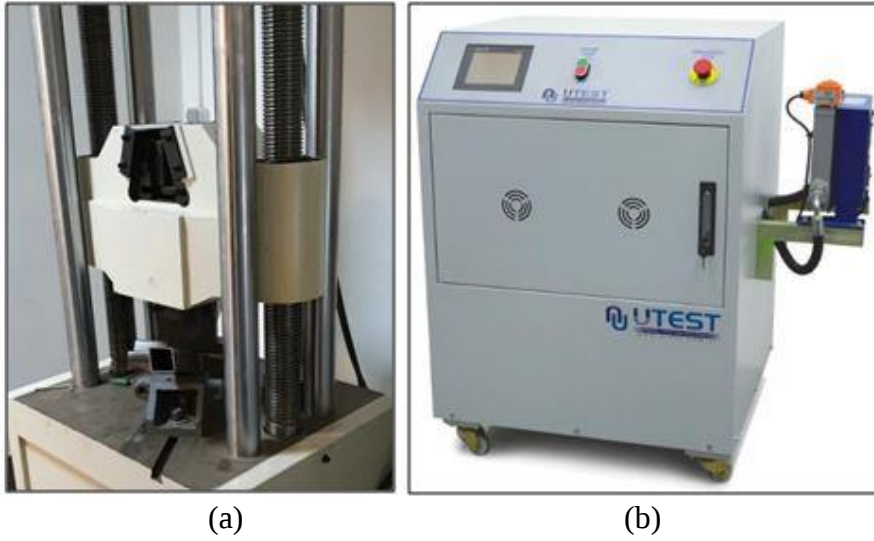


Şekil 4.2. Deney numunesi teknik resmi



Şekil 4.3. Üç nokta eğilme testi numunesinin hazırlanması a) Dört numunelik parçaların bir arada görünüşü, b) Birleştirme öncesi hazırlık, c) Kaynaklı birleştirme ile oluşturulmuş numune

Deneysel çalışma için Şekil 4.4'te görülen test cihazı kullanılmıştır. Eğilme test ortamının oluşturulması için UTEST marka UTC-4870 modeli çekme test cihazından faydalanılmıştır [17]. Çekme test cihazının kontrolünün sağlanması ve sonuç grafiklerinin elde edilmesinde servo kontrollü, servo valfli otomatik güç ünitesi kullanılmıştır [18].



Şekil 4.4. Test cihazı a) Çekme test cihazında yapılan eğilme test ortamı, b) Servo kontrollü güç ve bilgisayar ünitesi

Test yöntemi olarak “TS EN ISO 7438 Metalik malzemeler - Eğme deneyi” standardı kullanılmıştır [19]. Mesnetler arası mesafe aşağıdaki eşitliğe göre belirlenmiştir.

$$C = 2r + 3t \pm t/2 \quad (4.1)$$

Burada;

- C : Mesnetler arası mesafe,
- r : Mesnet ve mandrel yarı çapları,
- t : Numune kesit kalınlığıdır.

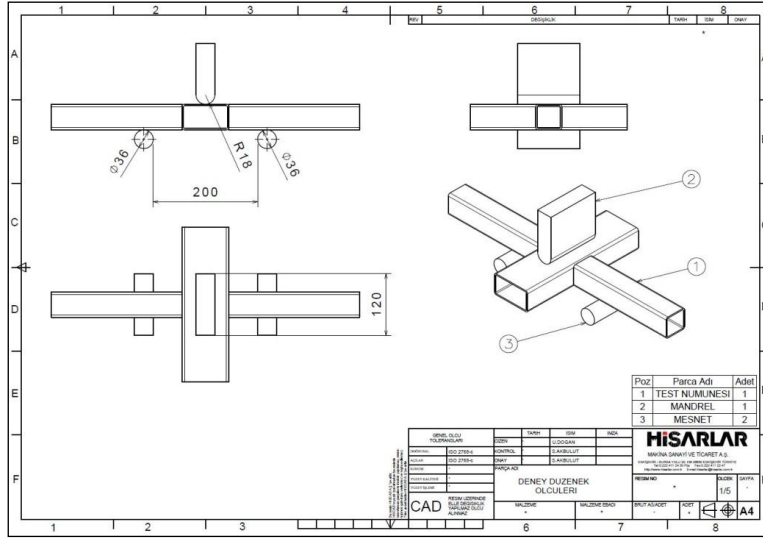
Deney düzeneğinde mesnet yarıçapları (r) 18 mm, kullanılan numunenin kesit yüksekliği 50 mm'dir. Eş. 4.1'e göre;

$$C = (2 \times 18) + (3 \times 50) + (50/2) = 211 \text{ mm} \quad (4.2)$$

$$C = (2 \times 18) + (3 \times 50) - (50/2) = 161 \text{ mm} \quad (4.3)$$

161 mm < C < 211 mm olması gerekmektedir.

Bu sebeple mesnetler arası mesafe 200 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.5).



Şekil 4.5. Üç nokta eğilme testine ait deney düzeneğinin teknik resmi

Bu değer servo güç ünitesine tanımlanırken içi boş kare kesit alanı yerine içi dolu kare kesit alanı hesaplanarak kullanılmıştır.

$$A_1 = (50 \times 90) - (44 \times 84) = 804 \text{ mm}^2 \quad (4.4)$$

$$A_2 = (50 \times 50) - (44 \times 44) = 564 \text{ mm}^2 \quad (4.5)$$

$$t_1 = \sqrt{804} = 28 \text{ mm} \quad (4.6)$$

$$t_2 = \sqrt{564} = 24 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$t_a = 25 \text{ mm kabul edilmiştir.} \quad (4.8)$$

Burada;

A_1 : 50×90 kesit boyutlarına sahip içi boş dikdörtgen profilin kesit alanı,

A_2 : 50×50 kesit boyutlarına sahip içi boş kare profilin kesit alanı,

t_1 : 50×90 ölçülerindeki profilin içi dolu kesite indirgenmiş halinin kesit alanı,

t_2 : 50×50 ölçülerindeki profilin içi dolu kesite indirgenmiş halinin kesit alanı,

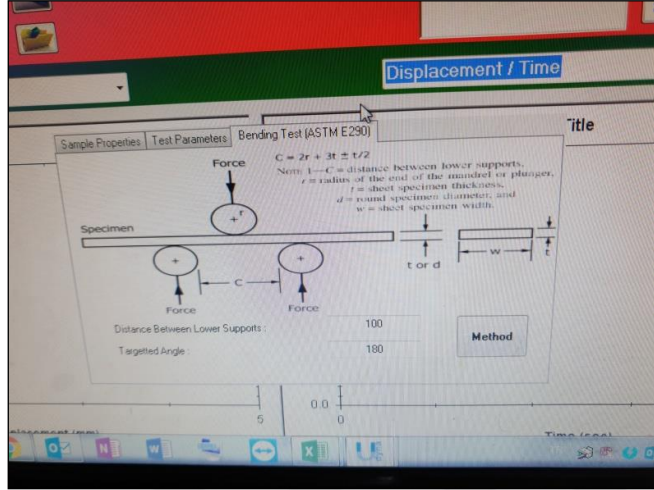
t_a : Kabul edilen içi dolu kesit alanıdır.

Eş. 4.2, 4.3 ve 4.8'e göre hesaplandığında;

$$C = (2 \times 18) + (3 \times 25) + (25/2) = 123.5 \text{ mm}$$

$$C = (2 \times 18) + (3 \times 25) - (25/2) = 98.5 \text{ mm}$$

Servo güç ünitesine mesnetler arası mesafe 100 mm olarak tanımlanmıştır. Hedeflenen eğilme açısı 180 derece olarak tanımlanmıştır (Şekil 4.6).



Şekil 4.6. Servo güç ünitesine bağlı deney düzeneği ölçülerinin tanımlanmasına ait monitör görüntüsü

Şekil 4.6'ya göre belirlenen sınır koşullarında iki adet numuneye üç nokta eğilme testi yapılmıştır (Şekil 4.7). Test sonuçları zaman, yer değiştirme, yük, gerilme, gerinim ve enerji cinslerinden elde edilmiş olmasına rağmen takip eden bölümde de anlatılacağı üzere analizlerde yalnızca yük ve yer değiştirme sonuçları kullanılmıştır.



Şekil 4.7. Üç nokta eğilme testi sonucunda eğilmiş durumdaki çelik profil numune

5. SONLU ELEMANLAR METODU İLE “ÜÇ NOKTA EĞİLME TESTİ” ANALİZİ ÇÖZÜM BASAMAKLARI

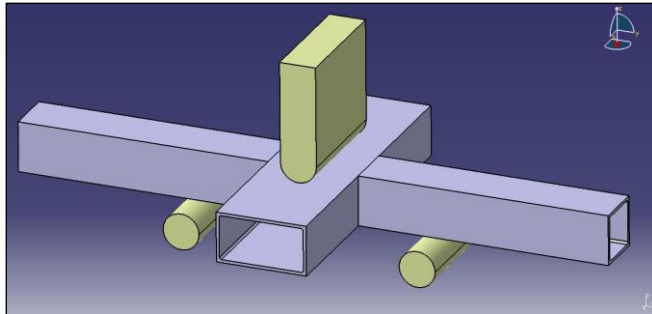
Sonlu elemanlar metodu ile çözümleme için aşağıda belirtilen aşamalar göz önüne alınarak ve belirtilen farklı bilgisayar programları kullanılarak sırasıyla gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.1).



Şekil 5.1. Üç nokta eğilme testine ait nümerik modelleme ve analiz aşamaları (ANSYS sonlu elemanlar kodu ile çözüm basamakları)

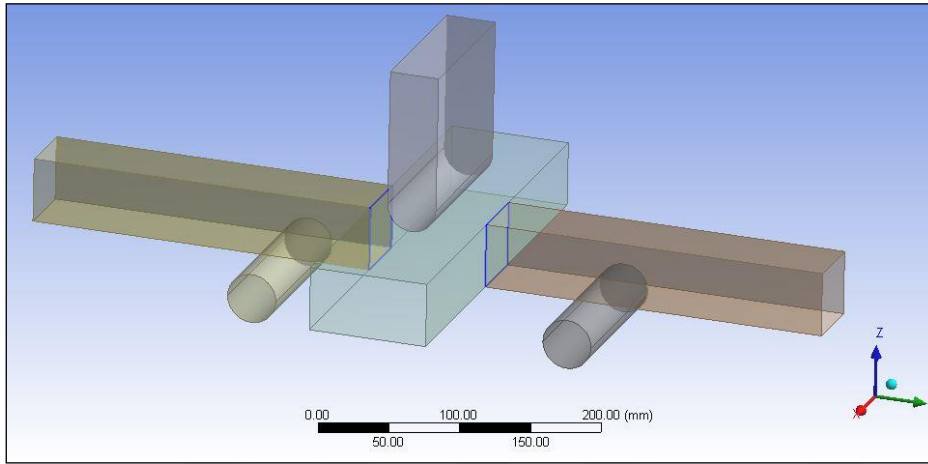
5.1. Kabin Yan Cephesinden Alınan Kaynaklı Numunenin Analizi

Sonlu elemanlar metodu ile bilgisayar ortamında yapılacak analiz için test numunesinin birebir ölçülerinde üç boyutlu modeli “Catia” programında oluşturulmuştur. Parçaların birleşme yüzeylerindeki kaynaklanan bölgelerdeki dairesel kesitler modellemeye dahil edilmemiştir (Şekil 5.2).



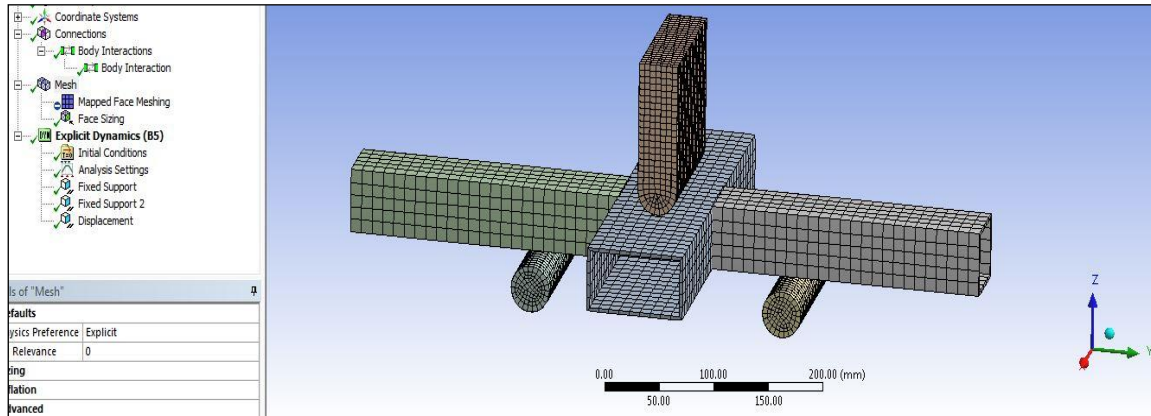
Şekil 5.2. “Catia” programında oluşturularak ANSYS workbench koduna aktarılan üç boyutlu katı model

Hazırlanan üç boyutlu katı model “ANSYS Workbench (WB)” programında oluşturulan “Explicit Dynamics (LS-Dyna Export)” projesine aktarılmıştır. “Ansys WB Design Modeler” modülünde ise malzeme kalınlığının orta ekseninden geçen yüzeyler seçilerek “Mid-Surface”, “Surface Extension” ve “Joint” komutları yardımıyla kabuk sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur (Şekil 5.3). Bu sayede üç boyutlu eleman kullanımı yerine iki boyutlu elemanlara malzeme kalınlığı tanımlanarak, analizden kontrollü olarak daha sağlıklı sonuçlar elde edilmiştir.



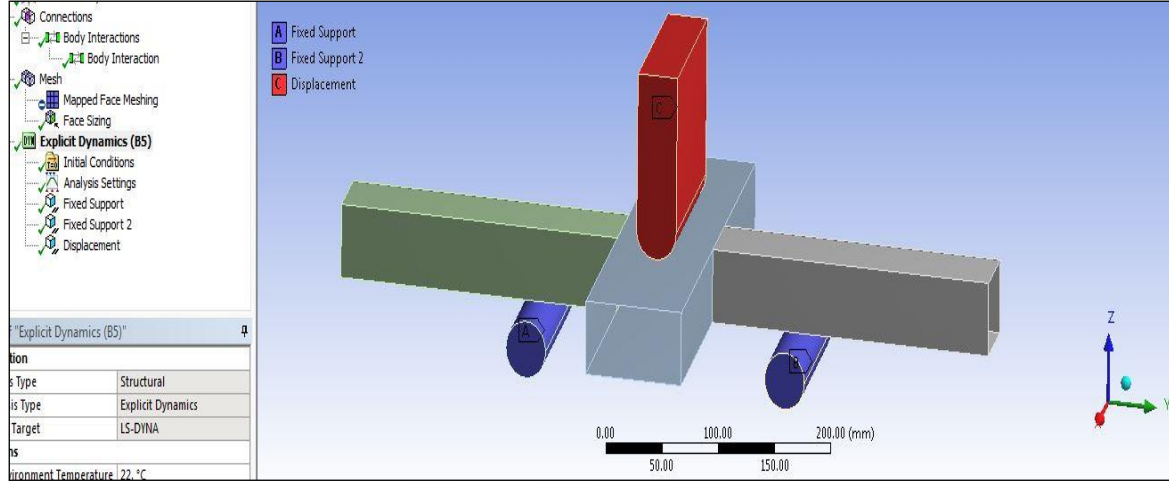
Şekil 5.3. “Ansys Workbench” programında oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli

Parçaların birbirleriyle temasları için “Ansys WB Mechanical” modülünde otomatik olarak tanımlanan “Body Interactions” komutu kullanılmıştır. Detaylı temas tanımlamaları daha sonra “LS-PrePost” programında yapılmıştır. Ardından “Mapped Face Meshing” metoduyla “Face Sizing” 10 mm tanımlanarak kabuk ağ yapı oluşturulmuştur (Şekil 5.4).



Şekil 5.4. Kabuk eleman ağı ile test numunesinin tanımlanması

Ağ yapının oluşturulmasının ardından sınır şartları belirlenmiştir. Bunun için mesnetler “Fixed Support” komutuyla tam olarak sabitlenmiştir. Bu arada numuneye dik konumda (negatif Z yönü) yük yükleyen Mandrele, 2 saniyede 40 mm yer değişimi sınır şartı tanımlanmıştır (Şekil 5.5).



Şekil 5.5. Sınır şartlarının test numunesi ve yükleme mandreli ile birlikte tanımlanması

Malzeme bilgilerinin tanımlanmasında, numunede kullanılan malzemeye ait mekanik özelliklerin belirtildiği sertifika, üreticiden alınarak, bu belgede listelenen gerilme ve gerinim değerleri analizlerde ve deneysel çalışmalarda kullanılmıştır (Çizelge 5.1) [20].

Çizelge 5.1. Malzeme sertifikalarından alınan mühendislik gerilme ve gerinim değerleri

Geometri ve Malzeme Tanımı	Mühendislik Akma Gerilmesi (N/mm ²)	Mühendislik Akma Gerinimi (%)	Mühendislik Çekme Gerilmesi (N/mm ²)	Mühendislik Çekme Gerinimi (%)
50×50×3 Profil S235JR	311,00	0,001481	409,00	0,39
50×90×3 Profil S235JR	319,70	0,001522	409,90	0,42

Mühendislik gerilme ve gerinim değerlerinin, gerçek gerilme ve gerinim değerlerine dönüştürülmesi analizlerde kullanılma aşamasında gerektiğinden, aşağıdaki dönüşüm denklemleri kullanılır (Eş. 5.1 ve Eş. 5.2) [12].

$$\sigma_{gerçek} = \sigma_{müh}(1 + \sigma_{müh}) \quad (5.1)$$

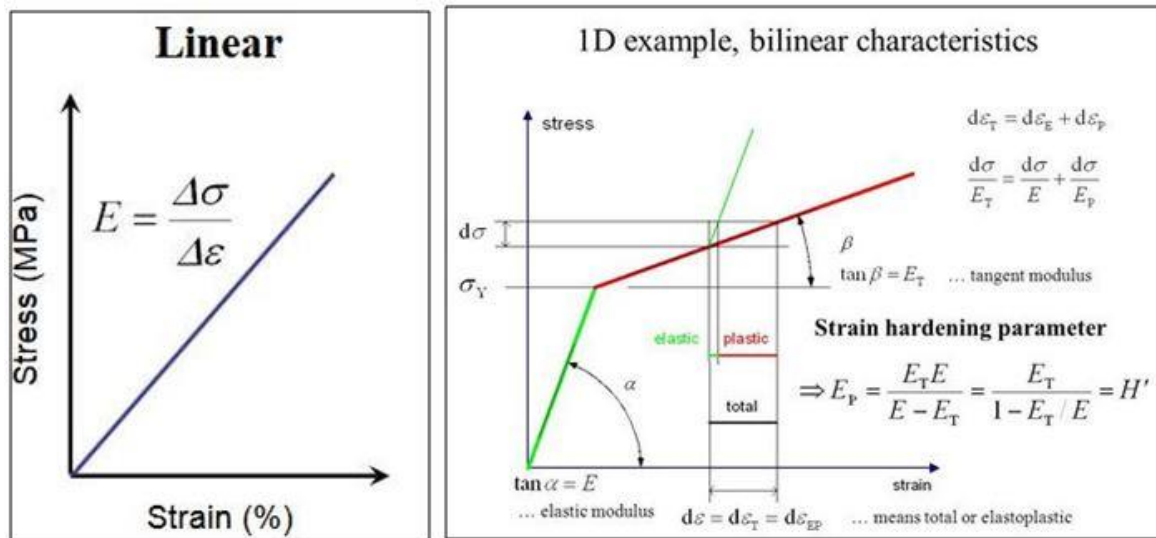
$$\varepsilon_{gerçek} = \ln(1 + \varepsilon_{müh}) \quad (5.2)$$

Çizelge 5.2. İki farklı profil kesitli kiriş için mühendislik gerilme ve gerinim değerlerinden dönüştürülerek hesaplanan gerçek gerilme ve gerinim değerleri

Geometri ve Malzeme Tanımı	Gerçek Akma Gerilmesi (N/mm ²)	Gerçek Akma Gerinimi (%)	Gerçek Çekme Gerilmesi (N/mm ²)	Gerçek Çekme Gerinimi (%)
50×50×3 Profil S235JR	311,00	0,001480	568,51	0,329304
50×90×3 Profil S235JR	319,70	0,001521	582,06	0,350657

Malzemenin yük altında ne şekilde davranacağı Çizelge 5.2’de verilen gerçek değerler kullanılarak ikili doğrusal (bilinear) eğilme rijitliği (gerilme – gerinim grafiği) ile tanımlanmıştır (pekleşme durumundaki elastik-plastik malzeme). Yukarıdaki tabloda belirtilen değerler, Ansys analiz kısımlarında, Bölüm 5.1 de açıklandığı gibi kullanılmış olup, malzemenin üç nokta eğilme testindeki a) elastik bölgedeki davranışı, b) elastik-plastik bölgedeki davranışı, c) belirtilen zaman veya yerdeğişimi sınırlama durumlarına kadar olan bölgedeki davranışlarının tespiti için yapılan hesaplamalarda kullanılmıştır. Çünkü bu analiz basamakları tüm davranışın tespiti için gereklidir. Malzeme elastik bölgede Hooke yasası’na göre lineer bir davranış sergilemektedir, bu kısım ilk lineer bölgeyi temsil eder. Bununla birlikte, elastik-plastik bölgede Eş. 5.3 ile hesaplanan Tanjant Modülü (E_{tan}) değeri ikinci lineer eğim ile tanımlanarak, malzemenin ikili doğrusal (bilinear) eğilme rijitliği tanımlanmış ve analizler yapılmıştır (Şekil 5.6).

$$E_{tan} = (\sigma_{çekme} - \sigma_{akma}) / (\varepsilon_{çekme} - \varepsilon_{akma}) \quad (5.3)$$

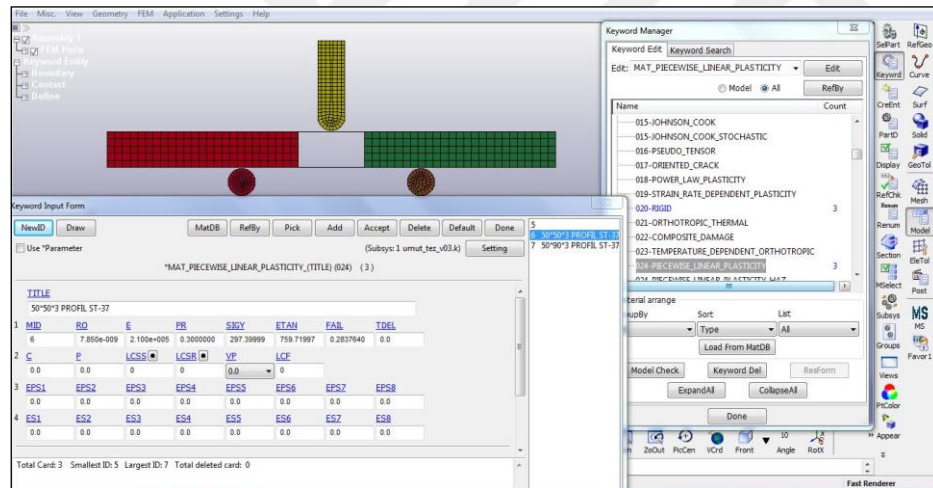


Şekil 5.6. Elastiklik Modülü ve Tanjant Modülü [21,22]

Buna göre, kullanılan malzemelerin Tanjant Modülü değerleri (E_{tan}) Eş. 5.3'e göre hesaplanarak sayısal çalışmalarda kullanılmıştır. Bunun için, Çizelge 5.2 den gerçek çekme, akma, gerilme ve gerinim değerleri alınmış ve Eş.5.3 te yerine konarak E_{tan} değeri hesaplanmıştır (Çizelge 5.3). Elde edilen bu değerler “LS-PrePost” programında bulunan “Piecewise Linear Plasticity” malzeme listesinde ilgili bölümlere girilerek, malzeme modeli tanımlanmıştır. Tanımlama sayfası Şekil 5.7 de görüldüğü gibi, sekiz veri hücrelerinde yazılarak veri tabanı oluşturulmuştur. Bunlar sırasıyla “Title”, “MID”, “RO”, “E”, “PR”, “SIGY”, “ETAN”, “FAIL” dir.

Çizelge 5.3. Hesaplanan tanjant modülü (E_{tan}) değerleri

Geometri ve Malzeme Tanımı	E_{tan}
50×50×3 Profil S235JR	785,51
50×90×3 Profil S235JR	751,45



Şekil 5.7. LS-PrePost Ansys alt modülünde malzeme değerlerinin tanımlanması

Analiz için gerekli bilgiler tanımlandıktan sonra “LS-PrePost “ programında “file-save as- save keyword as” komutlar sırasıyla seçilerek “.k” uzantılı dosya olarak oluşturulmuştur. Bu dosyanın içerisinde analiz için gerekli a) geometri bilgileri, b) parçaların birbiriyle temas ve bağlantılarının tanımlamaları, c) ağ sisteminin oluşturulması, d) sınır şartlarının tanımlanması (yük, yerdeğiştirme ve zaman), e) malzeme modeli bilgileri bulunmaktadır. Elde edilen “.k” uzantılı dosya “LS-Dyna” programında çözdürülmüştür. Analiz çözümlemeleri, Şekil 5.8 de görüldüğü üzere, 114 dakikada 1.284.862 iterasyon yapılması sonucunda tamamlanmıştır.

Timing information				
	CPU(seconds)	%CPU	Clock(seconds)	%Clock
Initialization	0.0000E+00	0.00	4.2100E-01	0.01
Element processing ...	5.1900E+03	75.88	5.2446E+03	76.54
Binary databases	5.0000E+00	0.07	3.2750E+00	0.05
ASCII database	4.0000E+00	0.06	8.4910E+00	0.12
Contact algorithm	1.5900E+03	23.25	1.5414E+03	22.49
Interface ID 1	1.4390E+03	21.04	1.3915E+03	20.31
Interface ID 3	7.6000E+01	1.11	7.1600E+01	1.04
Interface ID 4	6.3000E+01	0.92	6.6454E+01	0.97
Contact entities	0.0000E+00	0.00	0.0000E+00	0.00
Rigid bodies	5.1000E+01	0.75	5.4109E+01	0.79
Implicit Nonlinear ...	0.0000E+00	0.00	0.0000E+00	0.00
Implicit Lin. Alg. ...	0.0000E+00	0.00	0.0000E+00	0.00
T o t a l s	6.8400E+03	100.00	6.8523E+03	100.00
Problem time =	2.0000E+00			
Problem cycle =	1284862			
Total CPU time =	6840 seconds (1 hours 54 minutes 0 seconds)			
CPU time per zone cycle =	1068 nanoseconds			
Clock time per zone cycle=	1070 nanoseconds			
Normal termination				

Şekil 5.8. Çözüm aşamalarını detaylı gösteren bilgilendirme ekranı

Bundan sonraki bölümde yukarıda anlatılan aşamalar tekrarlanarak, kabinin farklı bölümlerinden Code 4 standardına göre seçilen numunelerin analizlerine ait sonuçlar aşağıda listelendiği gibi 11 alt basamakta toplanarak detaylı olarak anlatılmıştır.

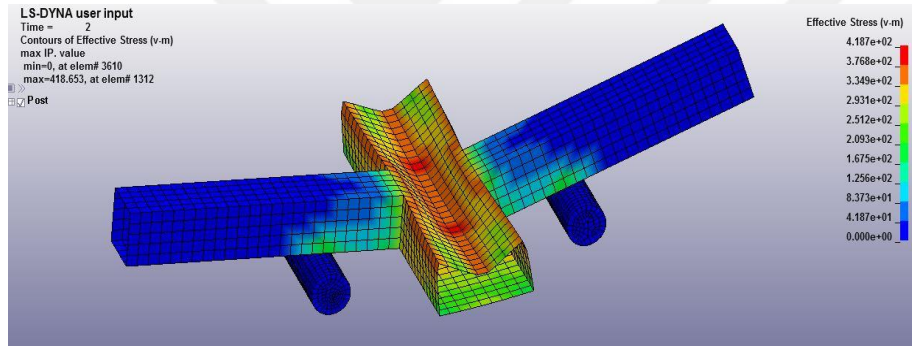
Bunlar;

1. Kabin Yan Cephesinden Alınan Kaynaklı Numune Analizinin Sonuçları
 - 1.1. Analiz 1: 50×90 mm kare kesitli, 2 saniye analiz süresi, 40 mm yer değişimi,
2. Kabinin Farklı Bölgelerinin Analiz Sonuçları
 - 2.1. Analiz 2: 50×50 mm kare kesitli, 10 saniye analiz süresi, 10 mm yer değişimi,
 - 2.2. Analiz 3a: 50×50 mm kare kesitli, 2 saniye analiz süresi, 8 mm yer değişimi,
 - 2.3. Analiz 3b: 50×50 mm kare kesitli, 2 saniye analiz süresi, 10 mm yer değişimi,
 - 2.4. Analiz 3c: 50×50 mm kare kesitli, 2 saniye analiz süresi, 12 mm yer değişimi,
 - 2.5. Analiz 4a: 40×30 mm paralelkenar kesitli, 2 saniye analiz süresi, 8 mm yer değişimi,
 - 2.6. Analiz 4b: 40×30 mm paralelkenar kesitli, 2 saniye analiz süresi, 10 mm yer değişimi,
 - 2.7. Analiz 4c: 40×30 mm paralelkenar kesitli, 2 saniye analiz süresi, 12 mm yer değişimi,
 - 2.8. Analiz 5a: 40×30 mm paralelkenar kesitli, R:1450 mm yarıçaplı çember parçası, 2 saniye analiz süresi, 8 mm yer değişimi,
 - 2.9. Analiz 5b: 40×30 mm paralelkenar kesitli, R:1450 mm yarıçaplı çember parçası, 2 saniye analiz süresi, 10 mm yer değişimi,

2.10. Analiz 5c: 40×30 mm paralelkenar kesitli, R:1450 mm yarıçaplı çember parçası, 2 saniye analiz süresi, 12 mm yer değişimi

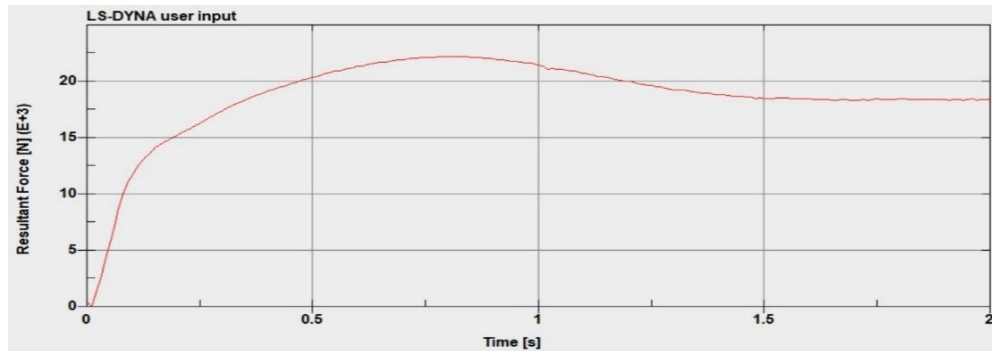
5.2. Kabin Yan Cephesinden Alınan Kaynaklı Numune Analizinin Sonuçları

Nümerik çözümlemelere ait bilgileri içeren, LS-Dyna programının oluşturduğu “d3plot” dosyası (Bkz. Şekil 5.1’de görülen son analiz aşaması) “LS-Prepost” programında açılarak gerilme değerlerinin görsel dağılımı, “Post-FriComp – Von Mises stress” komutu ile görüntülenebilmektedir. Bu üç boyutlu deforme olmuş numunenin, ilk ve son zaman aralığı olarak tanımlanan (0-2 s) saniyelerdeki çözüm dağılımları “Animate” komutu yardımı ile incelenebilmektedir. Şekil 5.9 maksimum zaman step aralığına karşılık gelen 2. saniyesindeki görüntüdür.

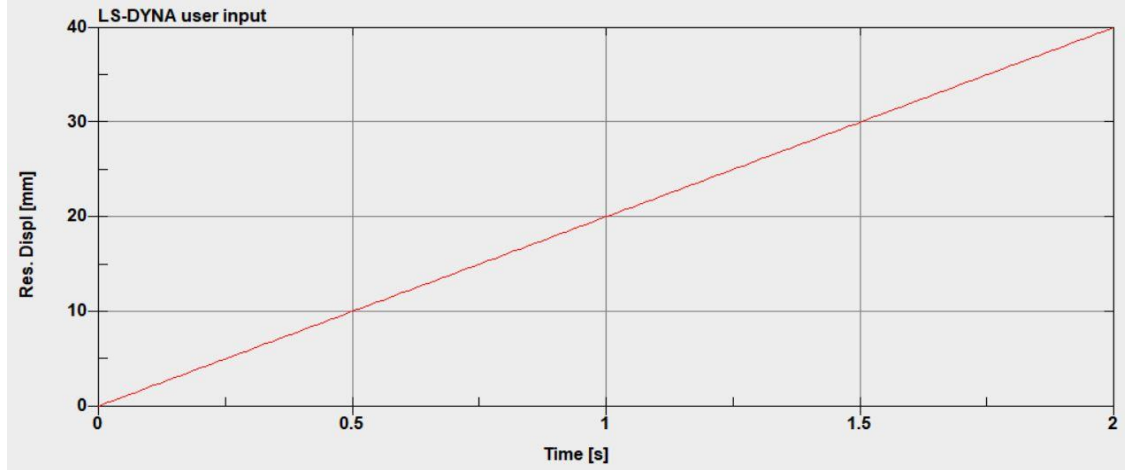


Şekil 5.9. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 1: 50×50 Kaynaklı Numune)

Yukarıda belirtilen dosyadan alınan bilgilere göre grafikler görüntülenirken ilk olarak “Post - ASCII” komutundan “Yük – Zaman” ve “Yer Değişimi – Zaman” grafikleri oluşturulmuştur (Şekil 5.10, Şekil 5.11).

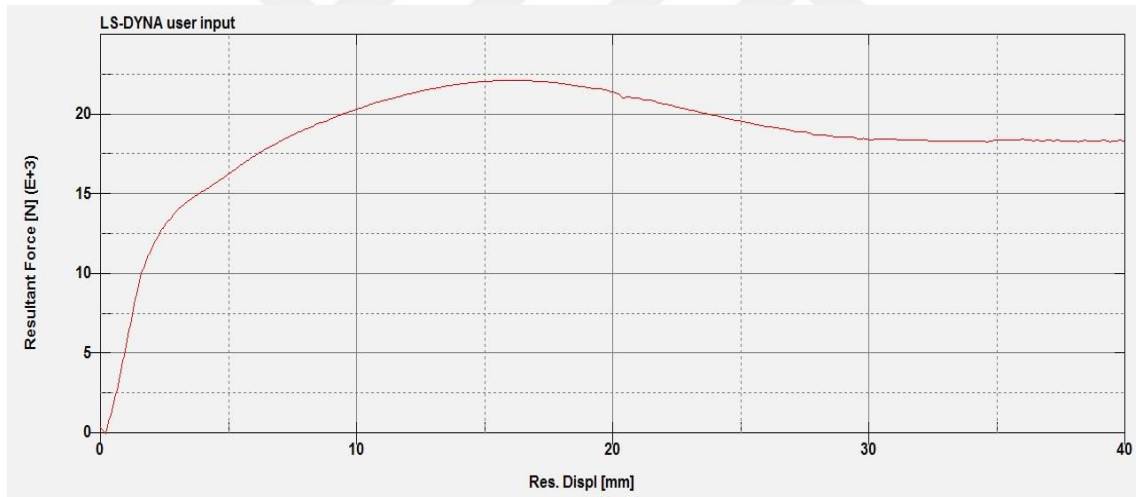


Şekil 5.10. Yük - Zaman Grafiği (Analiz 1: 50×90 Kaynaklı Numune)



Şekil 5.11. Yer Değişimi - Zaman Grafiği (Analiz 1: 50×90 Kaynaklı Numune)

Ardından, elde edilen bu grafikler “Post – XY Plot” komutuyla birleştirilerek “Yük – Yer Değişimi” grafiği elde edilmiştir (Şekil 5.12).



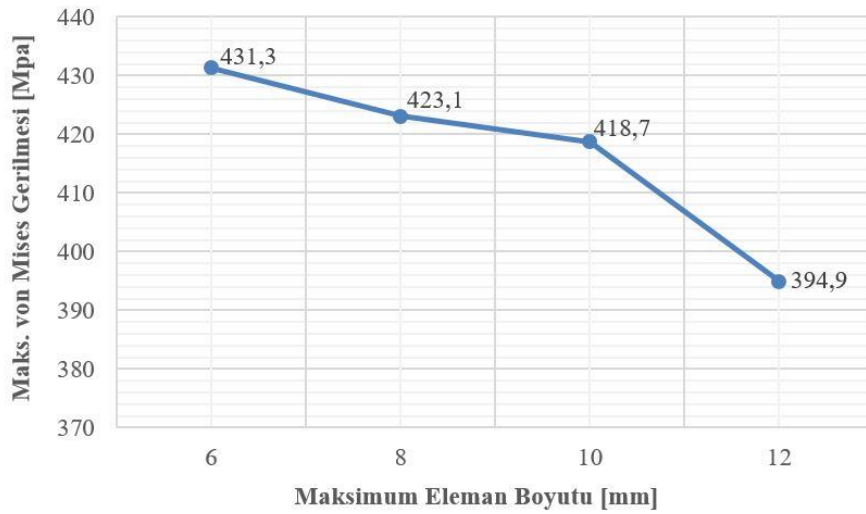
Şekil 5.12. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 1: 50×90 Kaynaklı Numune)

Eleman boyutu ve sayısının sonuçlara olan etkisinin görülmesi ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için farklı 3 ağ yapısı ile kaynaklı numunenin 40 mm yer değiştirme ve 2 saniyedeki yükleme durumu için analizler tekrarlanarak sonuçlar elde edilmiştir. Bunun için Ansys Workbench'te ağ oluşturulması 6, 8 ve 12 mm eleman boyutları ve “Quadrilateral” ağ yapısı kullanılarak ağın yeniden bu üç durum için oluşturulması ile analizler tekrar yapılmıştır. 12 mm'den büyük eleman boyutları için ağ yapısında herhangi bir değişiklik saptanmamıştır. Sonuçlar Çizelge 5.4'te özetlenmiş ve karşılaştırma için Şekil 5.13'te grafiksel olarak gösterilmiştir.

Çizelge 5.4. Kaynaklı numune analizleri von Mises gerilmelerinin eleman boyutuna göre değişimi

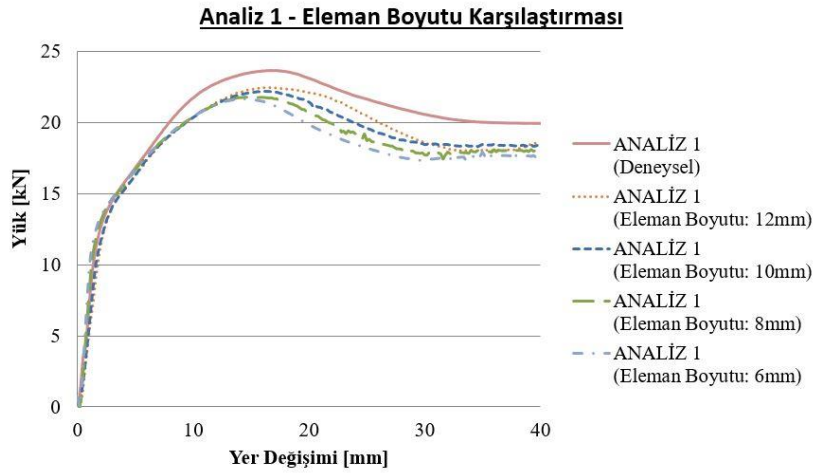
Maksimum Eleman Boyutu	Maks. Yer değ. Değeri [mm]	Yükün uygulanma süresi [s]	Eleman sayısı (3 veya 4 ağ noktalı kabuk eleman)	von Mises Gerilme değeri [MPa]
6 mm	40	2	8102	431,3
8 mm			5894	423,1
10 mm			4982	418,7
12 mm			4442	394,9

Şekil 5.13'te görüldüğü üzere 10 mm'den büyük eleman boyutlarında elde edilen maksimum von Mises gerilme değerleri; eleman boyutu 6 ile 8 mm arasındaki fark 8,2 MPa, eleman boyutu 8 ile 10 mm arasındaki fark 4,4 MPa, 10 ile 12 mm boyutlarıyla yapılan analizler arasındaki fark 23,8 MPa'dır. 6 ile 12 mm eleman boyutlu ağ yapılar kullanılarak yapılan analizlerin sonuçları arasındaki fark 36,4 olarak hesaplanmıştır. Eleman boyutu küçüldükçe ağ yapıyı oluşturan toplam eleman sayısı arttığından iterasyon sayıları ve dolayısıyla analizlerin çözüm süreleri de artmıştır.



Şekil 5.13. Kaynaklı numune 6, 8, 10 ve 12 mm eleman boyutlarıyla oluşturulmuş ağ yapılarına bağlı olarak elde edilen farklı von Mises gerilme değerleri

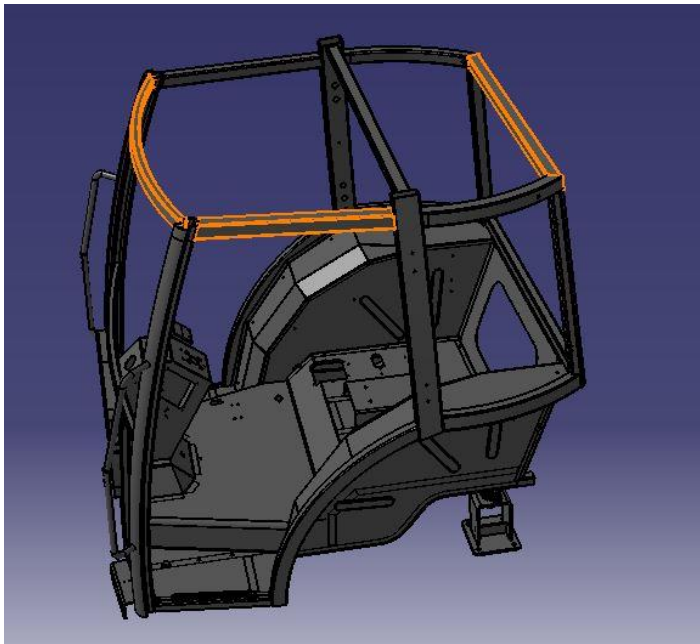
Şekil 5.14'te görüldüğü üzere Yük – Yer değiştirme grafikleri sonuçlarına bakıldığında deneysel sonuçlara en yakın grafiğin 12 mm eleman boyutunda gerçekleştiği görülmektedir. Bu arada sıralama yapılacak olursa 10 mm, 8 mm ve 6 mm sıralamasıyla sonuçlar gösterilmiştir. Grafiğin en genel sonucu olarak en uygun eleman boyutu 12 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.14. Kaynaklı numune için farklı eleman boyutlarında oluşturulmuş ağ yapılar ile elde edilmiş yük – yer Değişimi grafiklerinin deneysel sonuçlarla birlikte karşılaştırılması

5.3. Kabinin Farklı Bölgelerinin Analiz Sonuçları

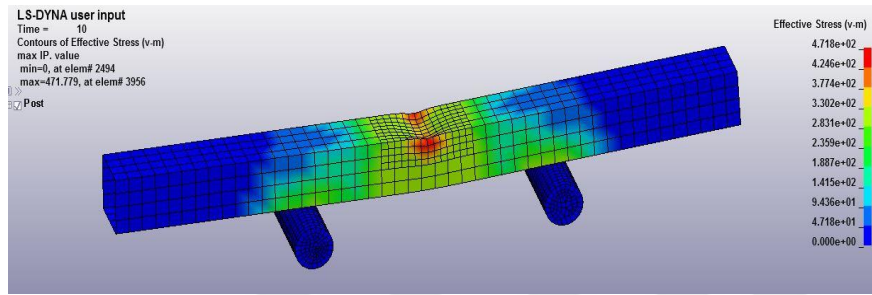
Kabinin OECD Code 4 standardına göre test esnasında yük uygulanması gereken diğer bölgelerine de SEY ile “üç nokta eğilme testi” analizleri yapılmıştır. Bu aşamada kabin üzerinden Şekil 5.15’te gösterilen kısımlardan numuneler alınarak aşağıda belirtilen farklı durumlar incelenmiştir:



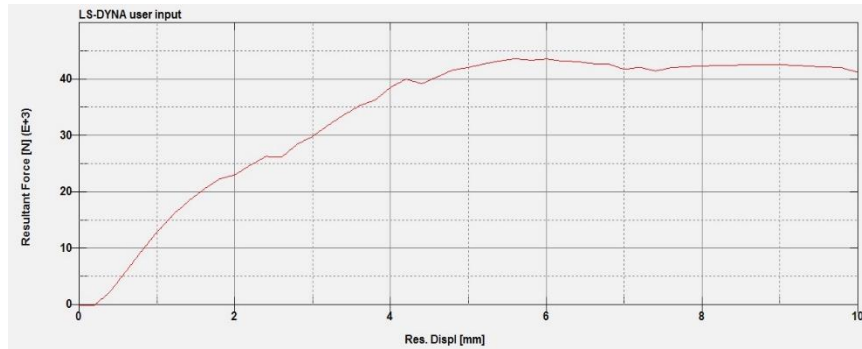
Şekil 5.15. Code 4 standardına göre kabinin arka, yan ve ön üst bölgelerinden numune alınan bölgeler

Analiz 2: 50×50 mm kare kesitli, 10 s analiz süresi, 10 mm yer değişimi

Analiz 2 için; kaynaklı birleştirmenin dayanıma etkisini görmek amacıyla Analiz 1’de kullanılan numunenin yalnızca bir kısmı kullanılarak kaynaklı birleştirme etkisi ortadan kaldırılmıştır. Bu amaçla kabin yan kısmındaki kapı üst profilinden alınan 50×50 mm boyutlarında 3 mm kalınlığa sahip kare kesitli düz numune kullanılmıştır. Yükün uygulanması mandrele 10 mm –Z yönünde yer değişimi değeri tanımlanarak yapılmış olup yükün uygulanma hızı 1 mm/s’dir. Analiz sonucu elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.16 ve Şekil 5.17’de verilmiştir.



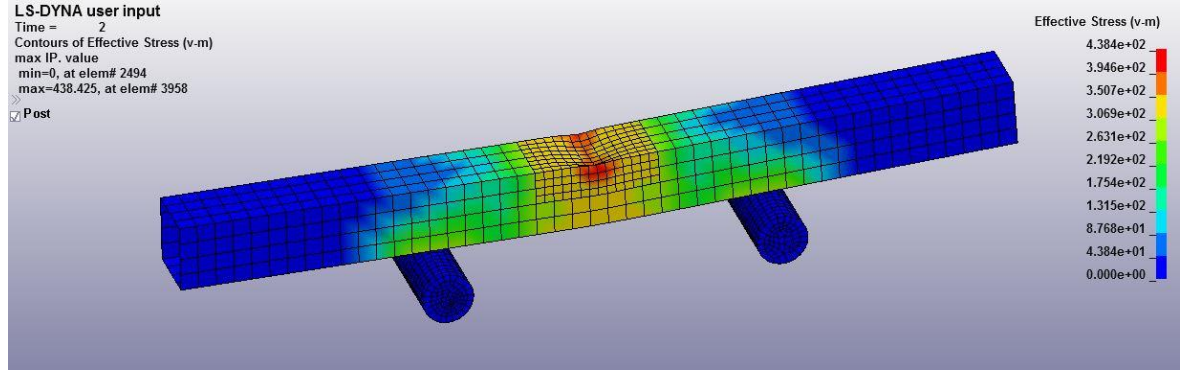
Şekil 5.16. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 2)



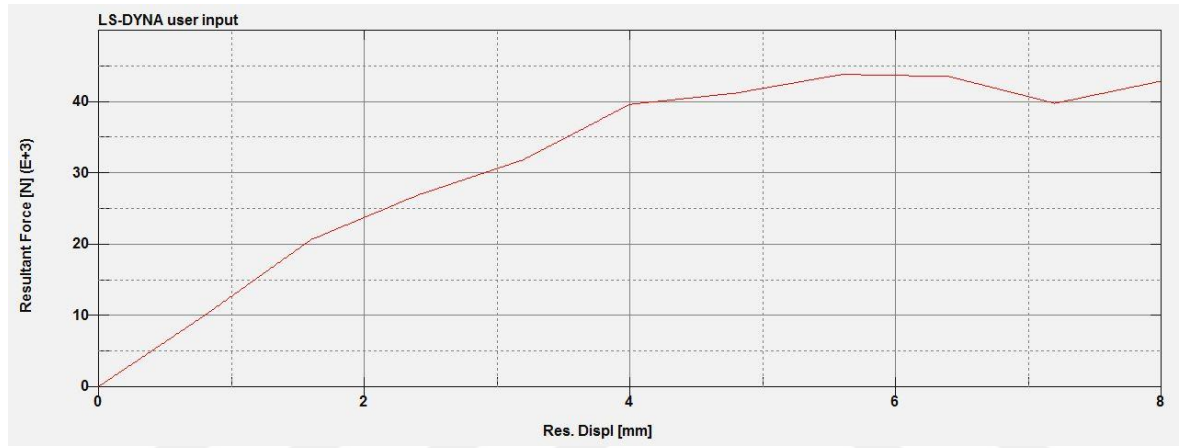
Şekil 5.17. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 2)

Analiz 3a: 50×50 mm kare kesitli, 2 s analiz süresi, 8 mm yer değişimi

Analiz 3a için; Analiz 2’de kullanılan numune kullanılmıştır. Ancak farklı yükleme hızı ve mandrele uygulanacak farklı yer değişimi değerlerinin etkisini incelemek amacıyla yükün uygulanma süresi 2 saniye, mandrelin yer değişimi 8 mm olarak belirlenmiştir. Yükün uygulanma hızı 4 mm/s’dir. Elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.18 ve Şekil 5.19’da verilmiştir.



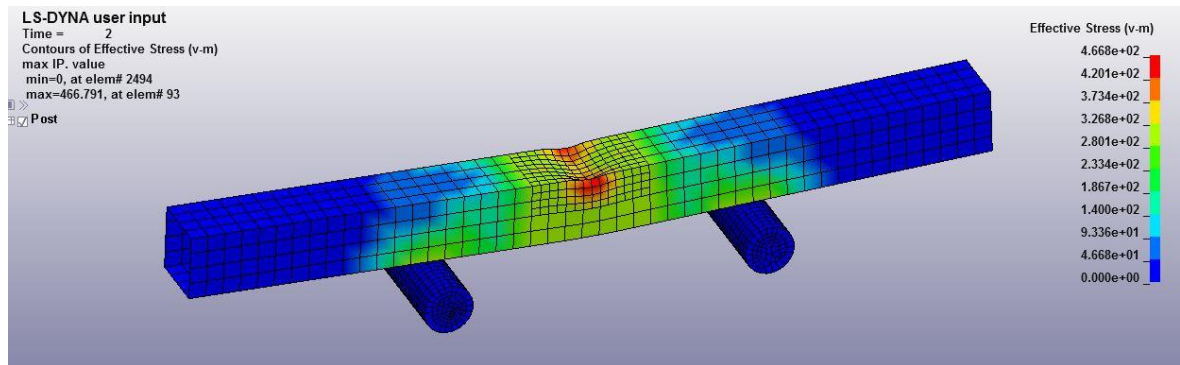
Şekil 5.18. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 3a)



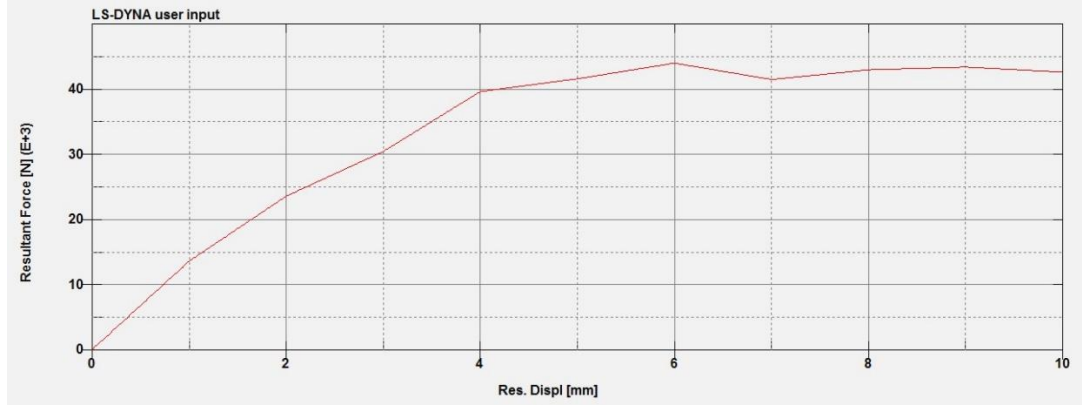
Şekil 5.19. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 3a)

Analiz 3b: 50×50 mm kare kesitli, 2 s analiz süresi, 10 mm yer değişimi

Analiz 3b için; Analiz 3a'dan farklı olarak mandrele 10 mm yer değişimi uygulanmıştır. Yükün uygulanma hızı 5 mm/s'dir. Analiz sonucunda elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.20 ve Şekil 5.21'de verilmiştir.



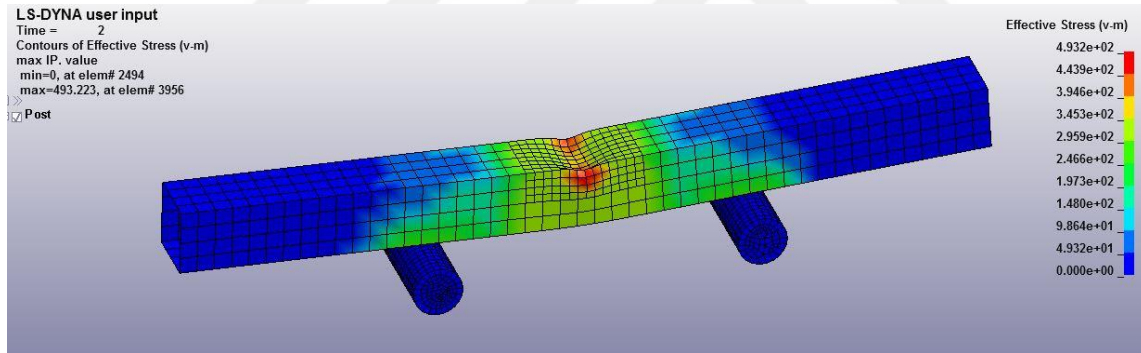
Şekil 5.20. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 3b)



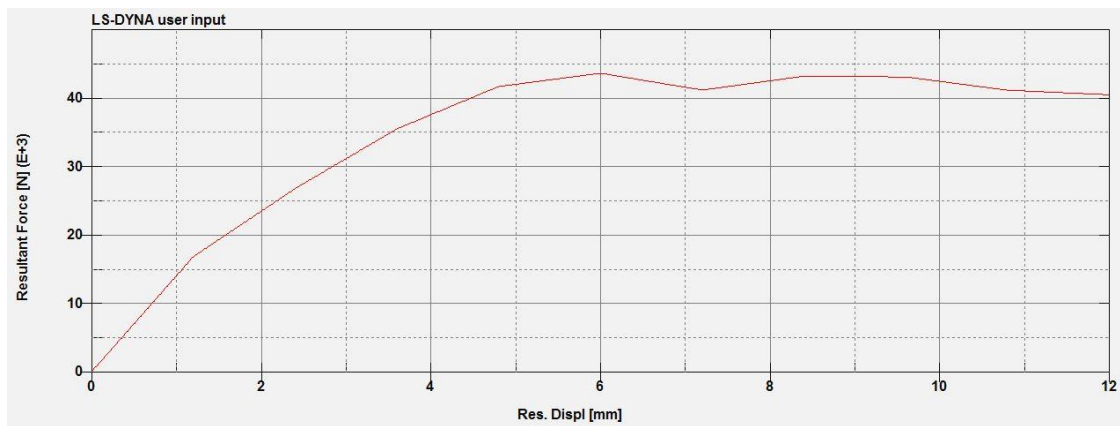
Şekil 5.21. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 3b)

Analiz 3c: 50×50 mm kare kesitli, 2 s analiz süresi, 12 mm yer değişimi

Analiz 3c için; mandrele uygulanan yer değişimi değeri 12 mm olarak belirlenmiştir. Bu durumda yükün uygulanma hızı 6 mm/s'dir. Elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.22 ve Şekil 5.23'te verilmiştir.



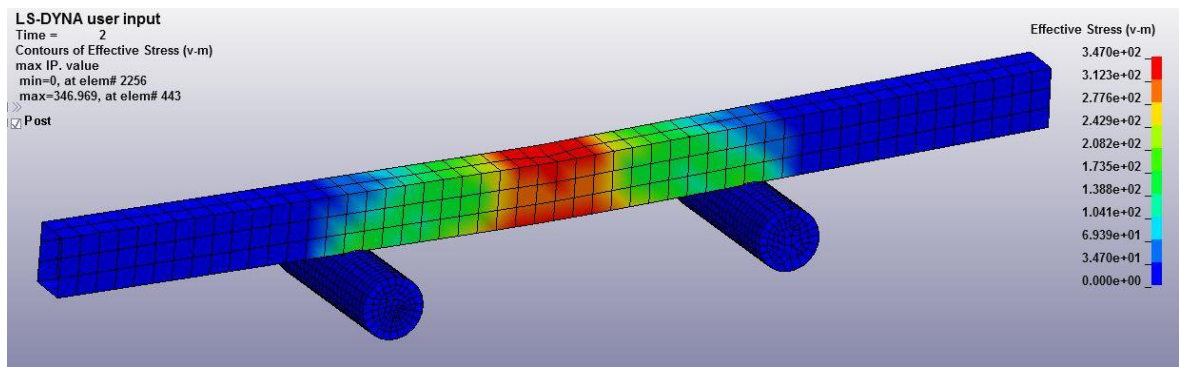
Şekil 5.22. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 3c)



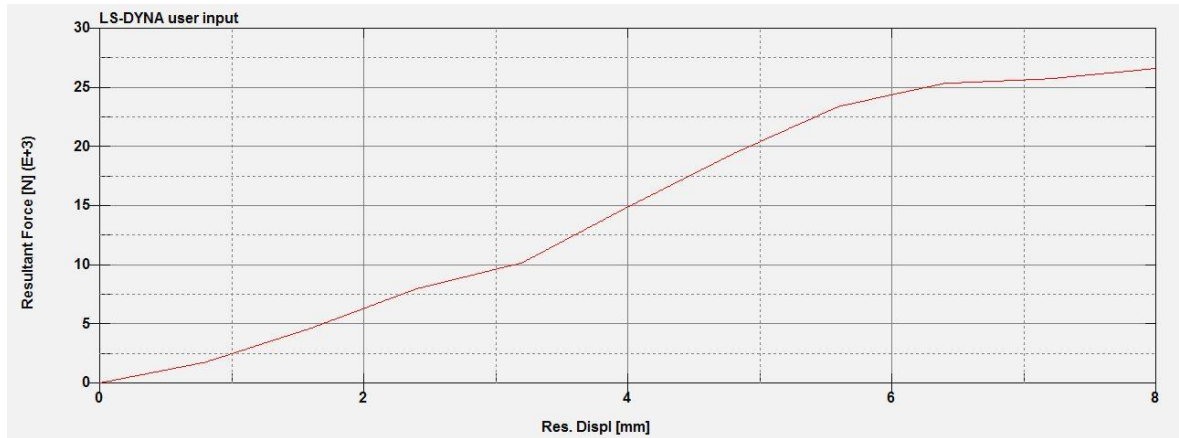
Şekil 5.23. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 3c)

Analiz 4a: 40×30 mm paralelkenar kesitli, 2 s analiz süresi, 8 mm yer değişimi

Analiz 4a için; Code 4 standardına göre arka boylamasına ve arka üst yüklemeleri temsilen kabinin arka üst kısmından alınan 40×30 mm boyutlarında 3 mm kalınlığa sahip paralelkenar kesitli numune kullanılmıştır. Numuneye 2 saniye boyunca yük uygulanmıştır. Yükün uygulanması mandrele 8 mm –Z yönünde yer değişimi değeri tanımlanarak yapılmıştır. Yükün uygulanma hızı 4 mm/s’dir. Analiz sonucu elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.24 ve Şekil 5.25’te verilmiştir.



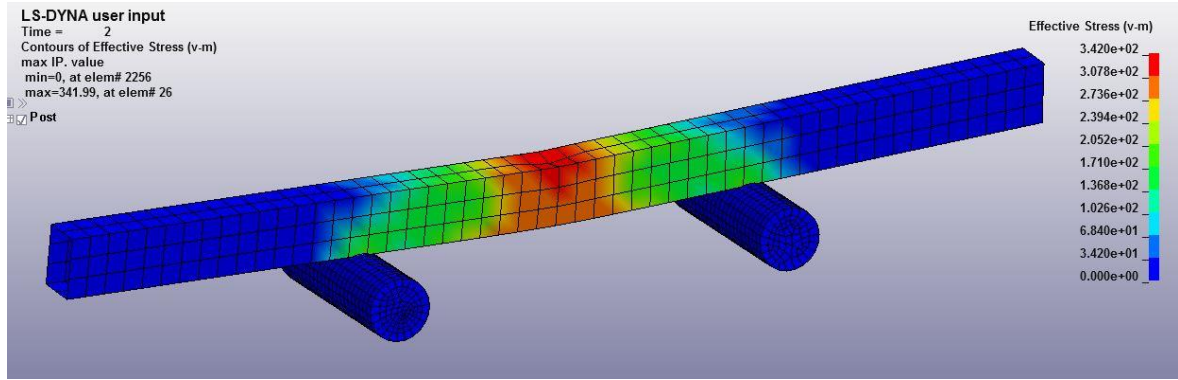
Şekil 5.24. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 4a)



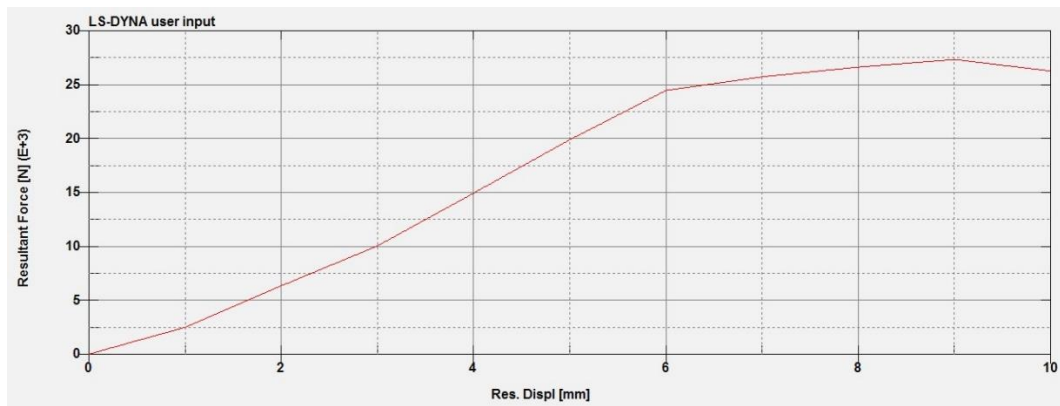
Şekil 5.25. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 4a)

Analiz 4b: 40×30 mm paralelkenar kesitli, 2 s analiz süresi, 10 mm yer değişimi

Analiz 4b için; mandrele 10 mm yer değişimi uygulanmıştır. Yükün uygulanma hızı 5 mm/s’dir. Analiz sonucunda elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.26 ve Şekil 5.27’de verilmiştir.



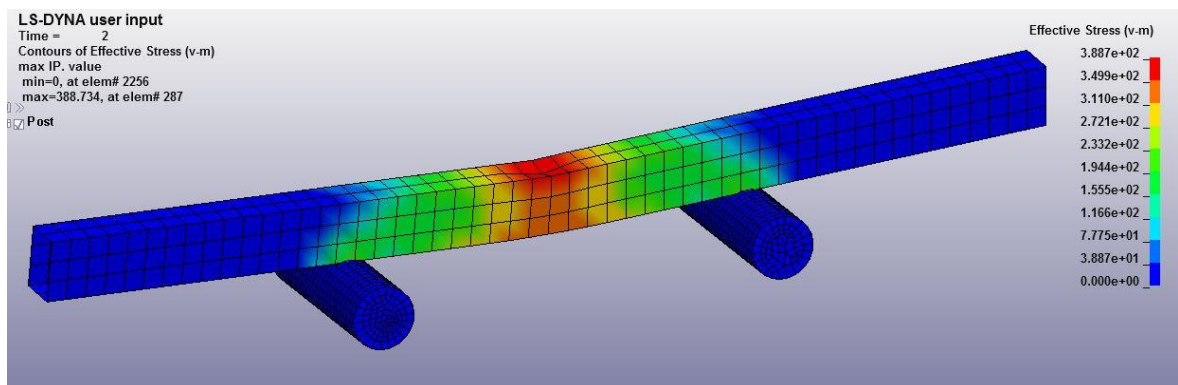
Şekil 5.26. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 4b)



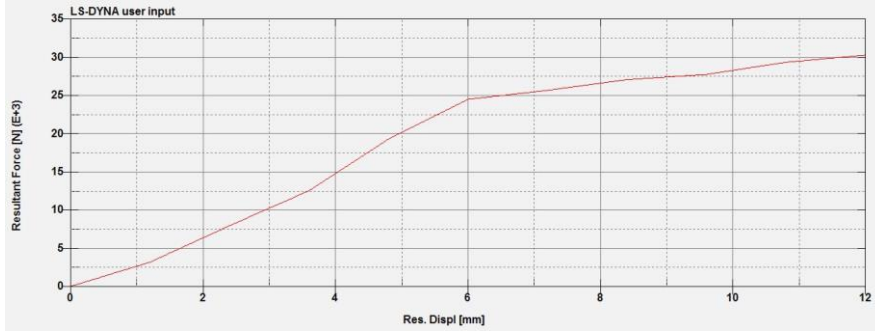
Şekil 5.27. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 4b)

Analiz 4c: 40×30 mm paralelkenar kesitli, 2 s analiz süresi, 12 mm yer değişimi

Analiz 4c için; mandrele uygulanan yer değişimi değeri 12 mm olarak belirlenmiştir. Bu durumda yükün uygulanma hızı 6 mm/s'dir. Elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.28 ve Şekil 5.29'da verilmiştir.



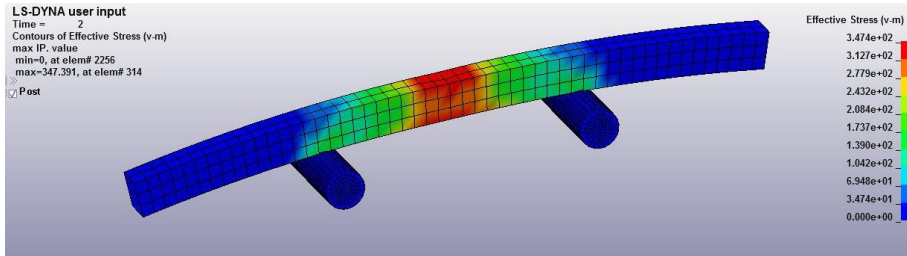
Şekil 5.28. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 4c)



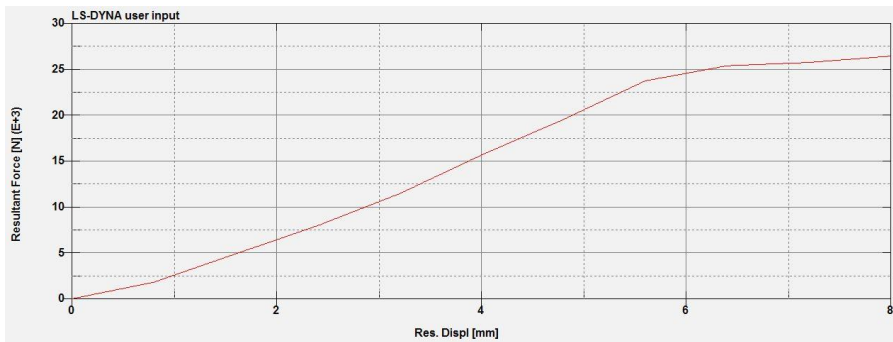
Şekil 5.29. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 4c)

Analiz 5a: 40×30 mm paralelkenar kesitli, R:1450 mm yarıçaplı çember parçası, 8 mm yer değişimi

Analiz 5a için; Code 4 standardına göre ön boylamasına yüklemeyi temsilen kabinin ön üst kısmından alınan 40×30 mm boyutlarında 3 mm kalınlığa sahip paralelkenar kesitli numune kullanılmıştır. Seçilen numune öncekilerden farklı olarak yükün uygulanma doğrultusuna dik eğrilik yapıçapına sahiptir. Numuneye 2 saniye boyunca yük uygulanmıştır. Yükün uygulanması mandrele 8 mm –Z yönünde yer değişimi değeri tanımlanarak yapılmıştır. Yükün uygulanma hızı 4 mm/s’dir. Analiz sonucu elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.30 ve Şekil 5.31’de verilmiştir.



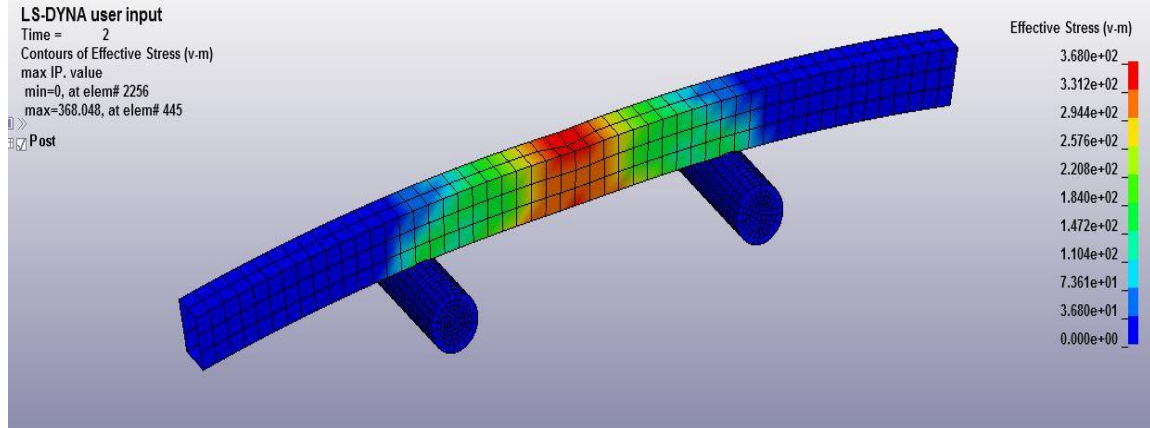
Şekil 5.30. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 5a)



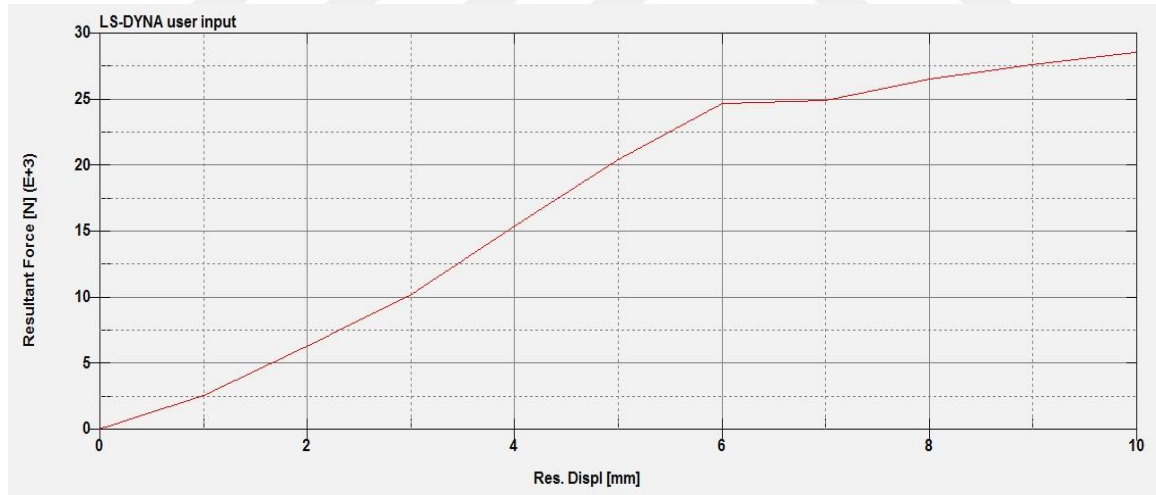
Şekil 5.31. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 5a)

Analiz 5b: 40×30 mm paralelkenar kesitli, R:1450 mm yarıçaplı çember parçası, 10 mm yer değişimi

Analiz 5b için; mandrele 10 mm yer değişimi uygulanmıştır. Yükün uygulanma hızı 5 mm/s'dir. Analiz sonucunda elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.32 ve Şekil 5.33'te verilmiştir.



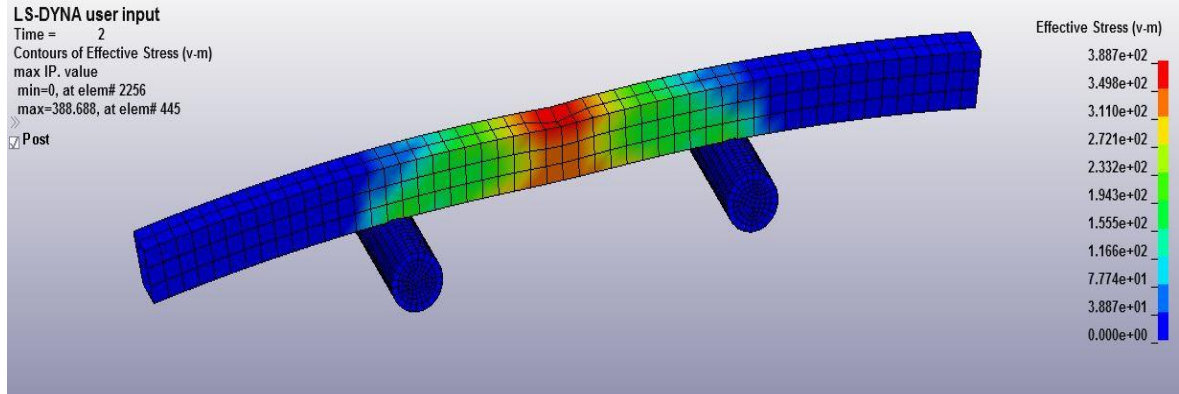
Şekil 5.32. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 5b)



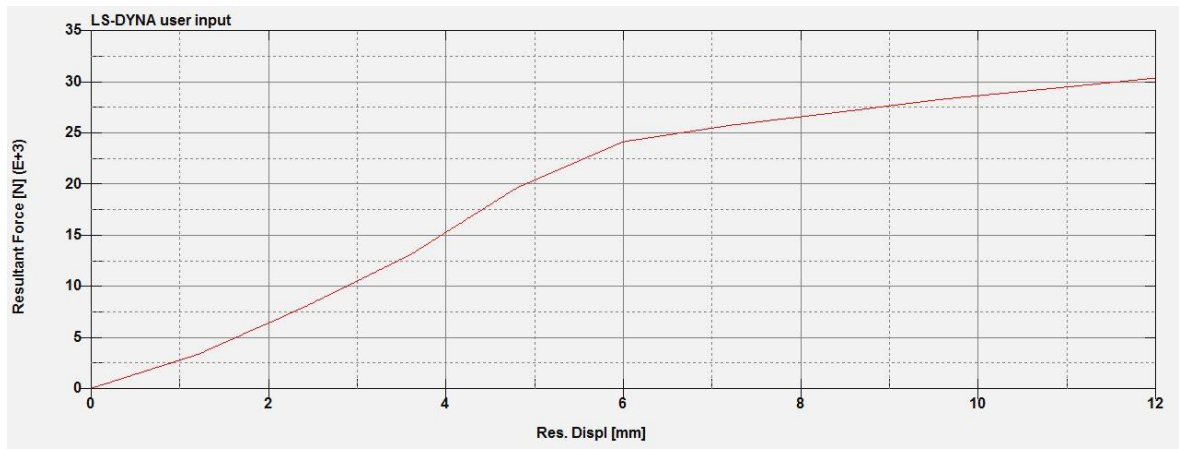
Şekil 5.1033. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 5b)

Analiz 5c: 40×30 mm paralelkenar kesitli, R:1450 mm yarıçaplı çember parçası, 12 mm yer değişimi

Analiz 5c için; mandrele uygulanan yer değişimi değeri 12 mm olarak belirlenmiştir. Yükün uygulanma hızı 6 mm/s'dir. Elde edilen gerilme değerleri ve yük – yer değişimi grafikleri Şekil 5.34 ve Şekil 5.35'te verilmiştir.



Şekil 5.34. Von Mises Gerilme Değerleri (Analiz 5c)

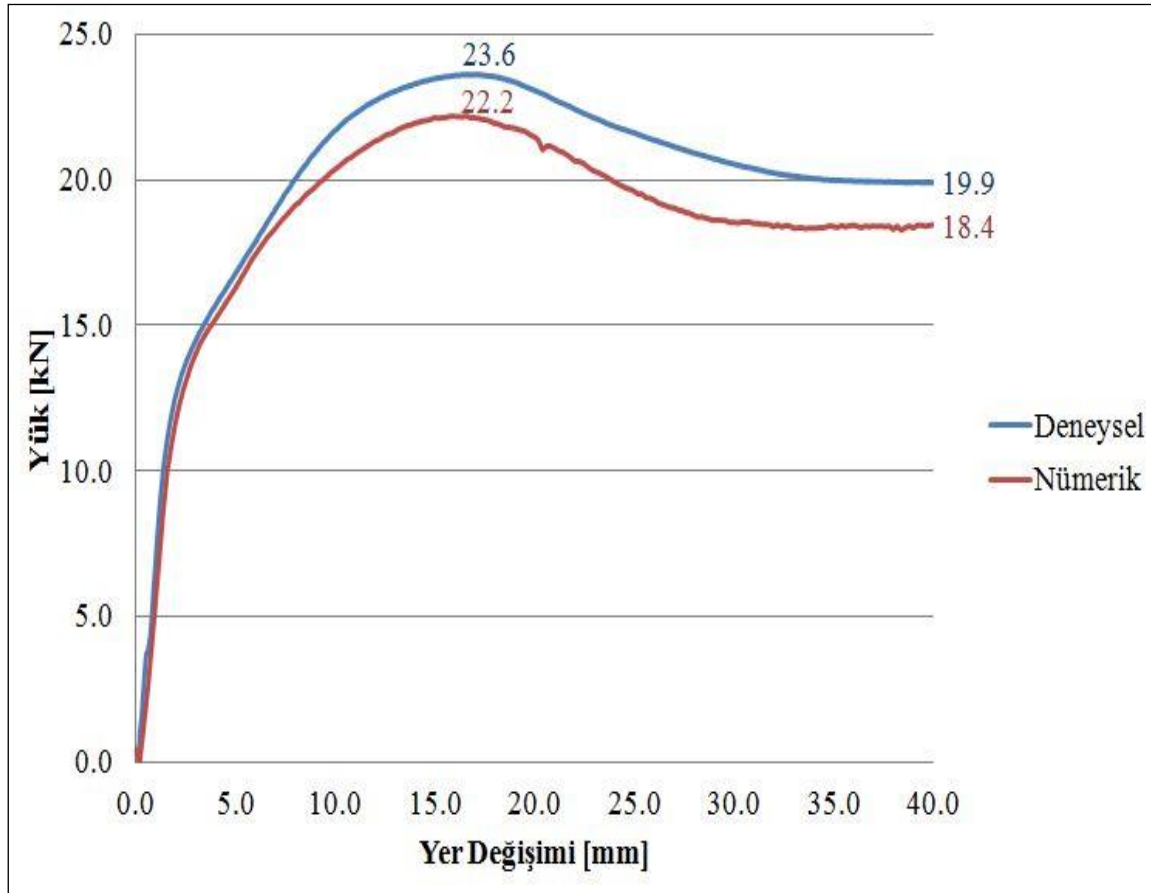


Şekil 5.35. Yük - Yer Değişimi Grafiği (Analiz 5c)

6. BULGULARIN KARŞILAŞTIRILMASI

6.1. Kabin Yan Cephesinden Alınan Kaynaklı Numunenin Deneysel Ve Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması

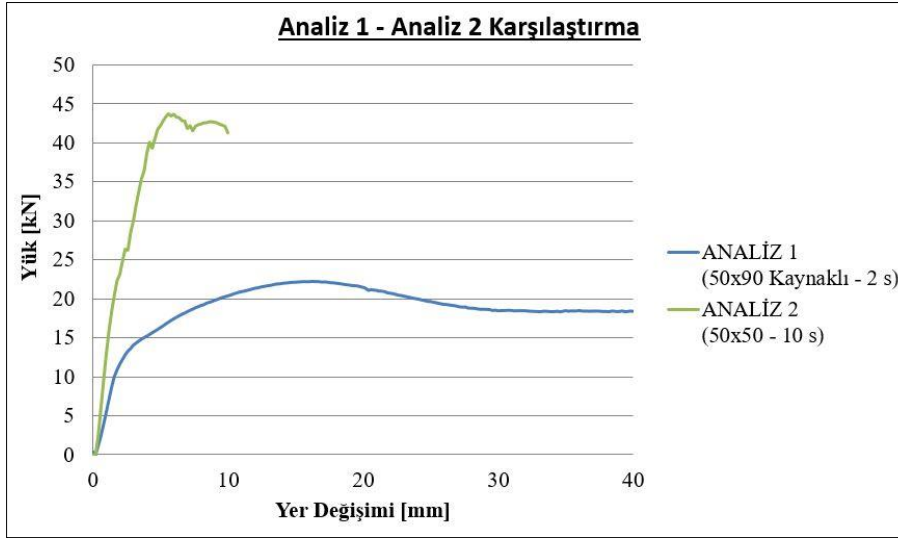
Fiziki testlerle deneysel olarak elde edilen yük – yer değişimi grafiğiyle sonlu elemanlar metoduyla nümerik olarak elde edilen yük – yer değişimi grafiği birlikte görüntülendiğinde aradaki farklar tespit edilmiştir (Şekil 6.1).



Şekil 6.1. Deneysel ve nümerik sonuçların karşılaştırılması

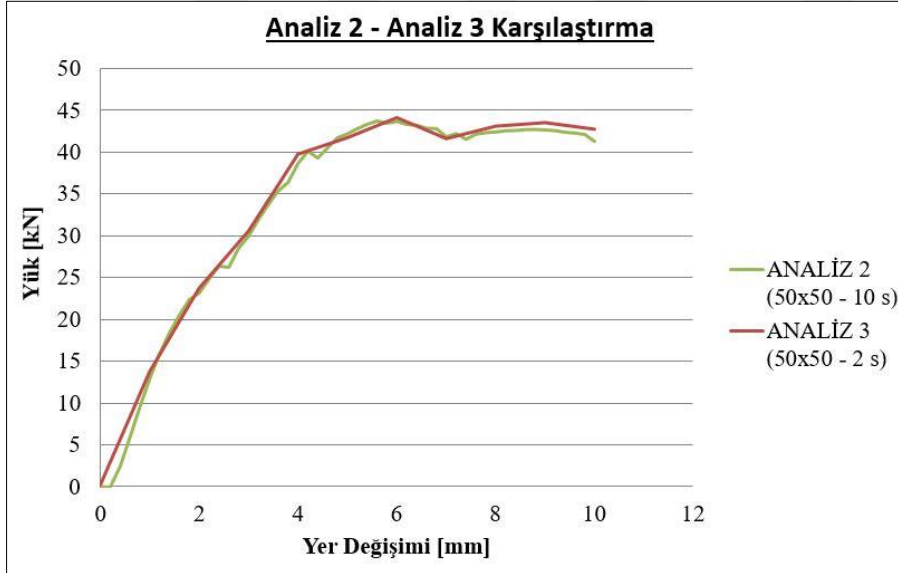
6.2. Kabinin Farklı Bölgelerinin Nümerik Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Kaynaklı birleştirmenin dayanıma etkisi Şekil 6.2’de verilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere 10 mm’lik yer değişimi için numuneye uygulanan yük değeri kaynaklı birleştirilmiş numunede 20 kN, kaynaklı birleştirme uygulanmamış tek parçadan oluşan numunede 41 kN olarak sonlu elemanlar analizi ile hesaplanmıştır.



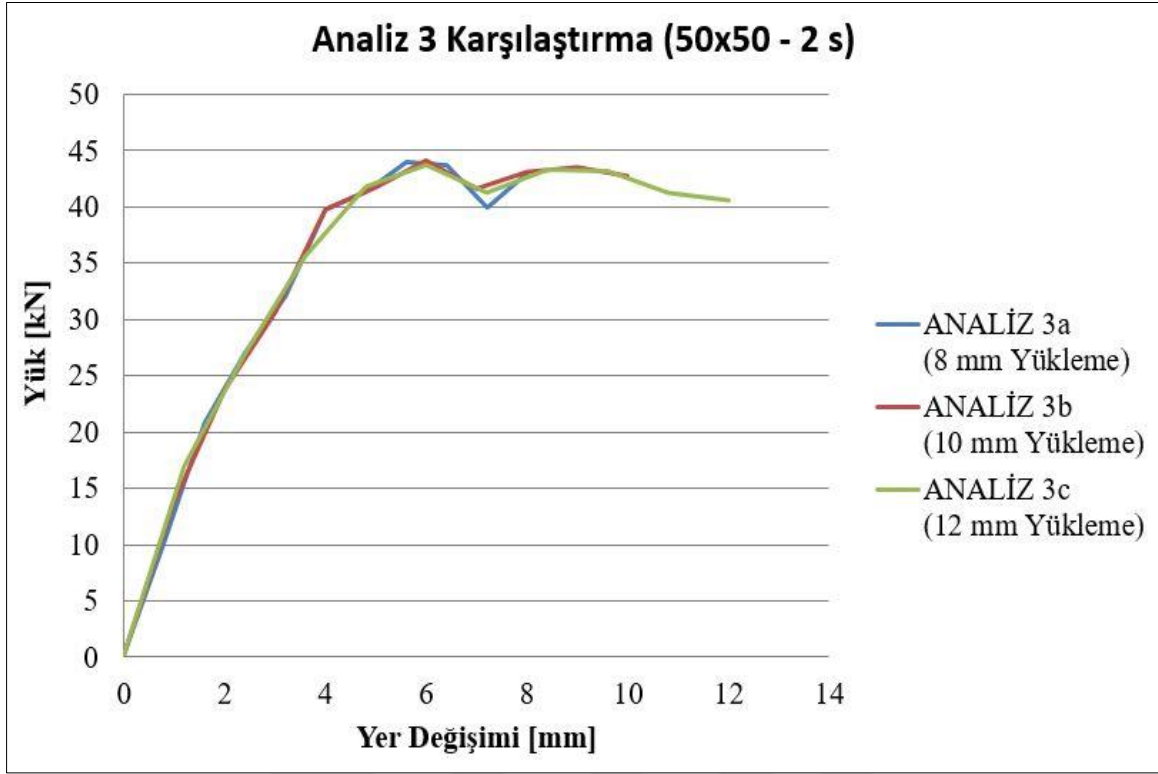
Şekil 6.2. Kaynaklı birleştirme etkisinin incelendiği yük-yer değişimi grafiği

Birebir aynı numune üzerinde yalnızca yükün uygulanma süresi değiştirilerek gerçekleştirilen analiz sonucu elde edilen yük – yer değişimi grafiği ile yükün uygulanma süresinin yük – yer değişimi sonuçlarına çok etki etmediği görülmektedir (Şekil 6.3).

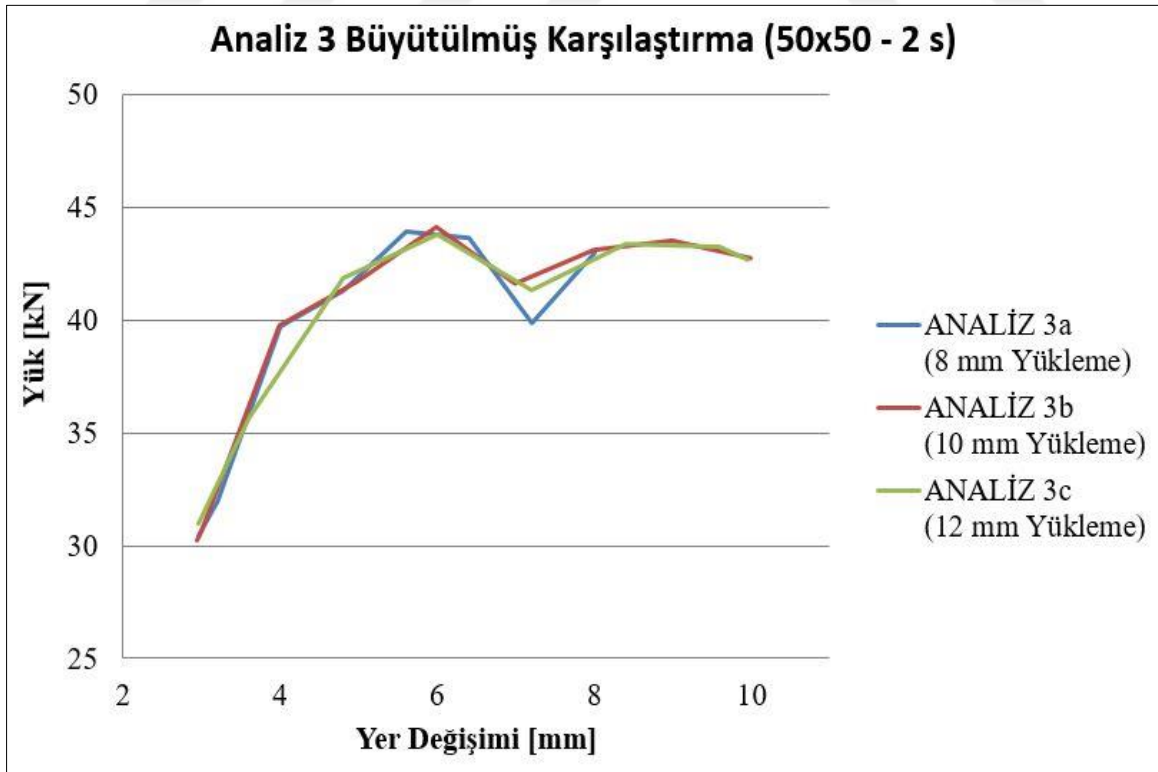


Şekil 6.3. Yük uygulama süresi etkisinin incelendiği yük-yer değişimi grafiği

Kabin yan kısmındaki kapı üst profilinden alınan numune üzerinde Code 4 standardı yanal yükleme durumunun 8, 10 ve 12 mm lik yüklemeler altındaki yük – yer değişimi grafiği Şekil 6.4'te, eğriler arası farklılıkların belirgin olduğu aralığın (3 – 10 mm yer değişimi aralığı) büyütülmüş hali Şekil 6.5'te verilmiştir.

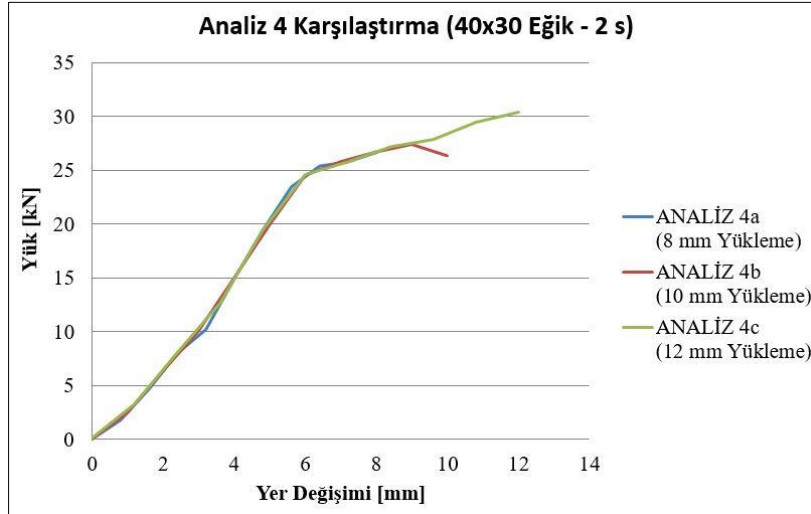


Şekil 6.4. Yanal yükleme durumunun farklı yer değişimi girdileri altında incelendiği yük – yer değişimi grafikleri



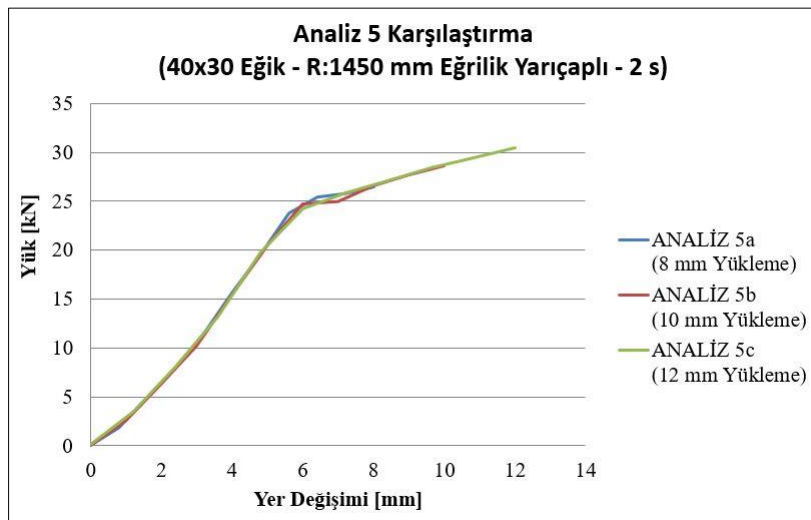
Şekil 6.5. Analiz 3 yük – yer değişimi grafiğinde eğriler arası farklılıkların belirgin olduğu kısmın büyütülmüş gösterimi

Code 4 standardı arka üst ve arka boylamasına yükleme durumlarını temsilen kabin arka üst kısmından alınan numunenin 8, 10 ve 12 mm'lik yüklemeler altındaki yük – yer değişimi grafikleri Şekil 6.6'da verilmiştir.

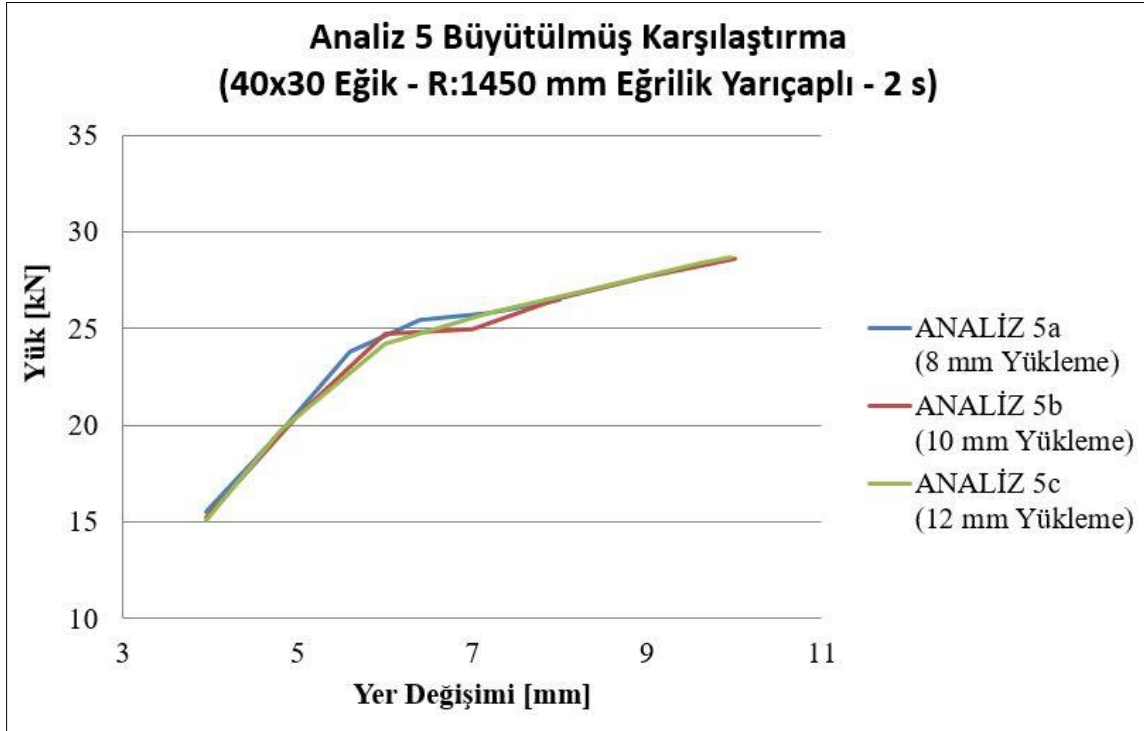


Şekil 6.6. Arka üst ve arka boylamasına yükleme durumlarının farklı yer değişimi girdileri altında incelendiği yük – yer değişimi grafikleri

Kabin ön boylamasına yükleme durumu dikkate alınarak 8, 10 ve 12 mm'lik yüklemeler altında gerçekleştirilen nümerik analizler sonucu elde edilen yük – yer değişimi grafikleri Şekil 6.7'de, eğriler arası farklılıkların belirgin olduğu aralığın (4 – 10 mm yer değişimi aralığı) büyütülmüş hali Şekil 6.8'de verilmiştir.

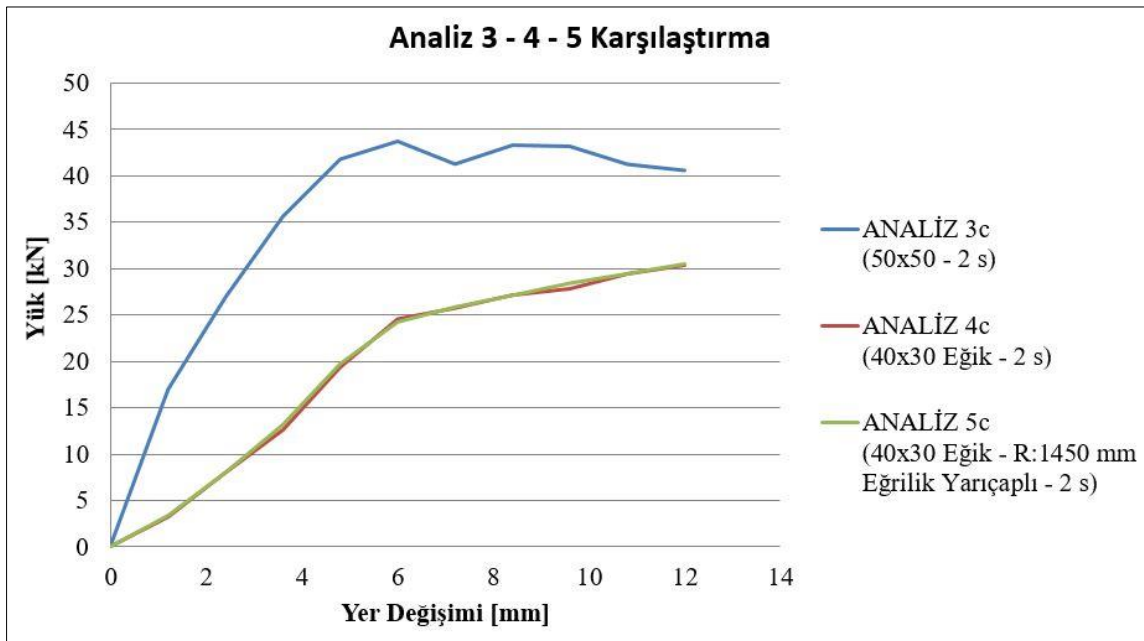


Şekil 6.7. Ön boylamasına yükleme durumunun farklı yer değişimi girdileri altında incelendiği yük – yer değişimi grafikleri



Şekil 6.8. Analiz 5 yük – yer değişimi grafiğinde eğriler arası farklılıkların belirgin olduğu kısmın büyütülmüş gösterimi

Farklı kesit ve numune geometrilerinin analiz sonuçlarına etkisinin incelendiği yük – yer değişimi grafikleri Şekil 6.9’da verilmiştir.



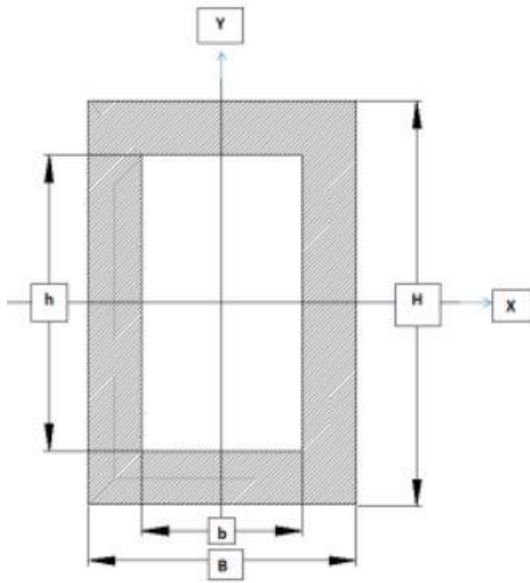
Şekil 6.9. Farklı kesit ve numune geometrisi etkilerinin incelendiği yük – yer değişimi grafikleri

6.3. Nümerik Analiz Sonuçlarının Genel Değerlendirmesi

Yapılan analizlerde kullanılan numune geometrilerinin kesit özellikleri Çizelge 6.1’de verilmiştir. Atalet momentleri “Catia” yazılımı kullanılarak “Measure Inertia – Measure Inertia 2D” komutuyla hesaplanmıştır. Yazılımla hesaplanan değerlerin doğruluğu Şekil 6.10’da görülen içi boş dikdörtgen kesit boyutlandırmasına göre elde edilmiş olan Eş. 6.1 ve Eş. 6.2’ye göre kontrol edilmiştir [23].

$$I_x = \frac{BH^3}{12} - \frac{bh^3}{12} \quad (6.1)$$

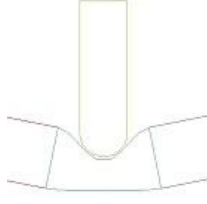
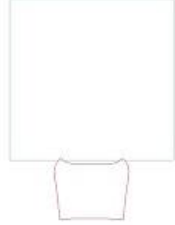
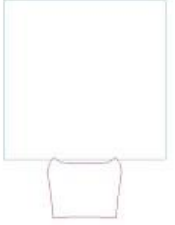
$$I_y = \frac{HB^3}{12} - \frac{hb^3}{12} \quad (6.2)$$



Şekil 6.10. Atalet momenti hesabı için içi boş dikdörtgen kesit boyutlandırması [23]

Kesit alanının son durumu “LS-Prepost” yazılımında “Animate” komutu kullanılarak görüntülenmiştir. Analiz 1’de kullanılan numune kaynaklı numune olduğu için yükün uygulanma düzlemi diğer analizlerdekine göre farklıdır. Bunun sebebi kaynaklı bölgeye yükün doğrudan etki etmemesi istenmesidir. Bu sebeple Çizelge 6.1’de verilen kesit alanının son durumlarında Analiz 1’de önden görünüm, diğer analizlerde yandan görünüm verilmektedir. Çizimlerde yükün uygulandığı mandrel ile birlikte numune kesitlerinin deforme olmuş durumları görülmektedir.

Çizelge 6.1. Analizlerde kullanılan parça geometrilerinin kesit özellikleri; (a) Ön görünüş, kaynaklı numune, 2 sn (b) Yan görünüş, kare, 10 sn, (c) Yan görünüş, kare, 2 sn, (d) Yan görünüş, paralelkenar, 2 sn, (e) Yan görünüş, eğrilik yarıçaplı paralelkenar 2 sn

Analiz numarası	Kesit tipleri [mm]	Gerçek kesit özelliği	Atalet momenti [mm ⁴]	Net kesit alanı [mm ²]	Kesit alanının son durumu
1	50×90	Dikdörtgen	$I_{xx} = 343 \times 10^3$ $I_{yy} = 870 \times 10^3$	807	 (a)
2	50×50	Kare	$I_{xx} = I_{yy} = 210 \times 10^3$	567	 (b)
3	50×50	Kare	$I_{xx} = I_{yy} = 210 \times 10^3$	567	 (c)
4	40×30	Paralelkenar	$I_{xx} = 82 \times 10^3$ $I_{yy} = 51 \times 10^3$	390	 (d)
5	40×30	Paralelkenar – R:1450 mm Eğrilik Yarıçaplı	$I_{xx} = 82 \times 10^3$ $I_{yy} = 51 \times 10^3$	390	 (e)

Analizlere ait zaman ve yer değişimi sınır şartlarının yanı sıra analizler sonucunda hesaplanan veriler Çizelge 6.2’de verilmiştir.

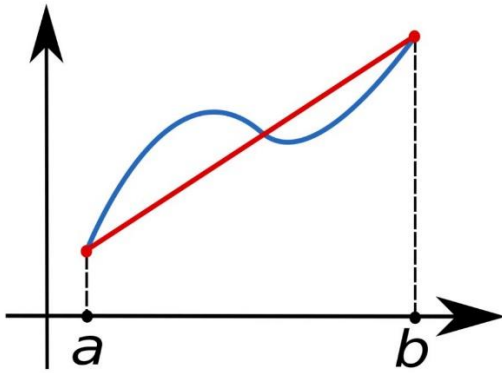
Çizelge 6.2. Analizler sonucunda elde edilen veriler

Analiz numarası	Uygulanan		Hesaplanan			
	Maks. Yer değ. Değeri [mm]	Yükün uygulanma süresi [s]	Maks. Yük değeri [kN]	Maks. Yer değişimindeki yük değeri [kN]	Maks. Gerilme değeri [MPa]	Şekil değiştirme enerjisi [J]
1	40	2	22,2	18,4	418,7	745,6
2	10	10	43,7	41,3	471,8	338,3
3a	8	2	43,9	43,0	438,4	255,9
3b	10	2	44,1	42,7	466,8	343,3
3c	12	2	43,7	40,6	493,2	425,7
4a	8	2	26,7	26,7	347,0	117,8
4b	10	2	27,4	26,3	342,0	171,8
4c	12	2	30,4	30,4	388,7	232,0
5a	8	2	26,5	26,5	347,4	120,1
5b	10	2	28,6	28,6	368,0	173,5
5c	12	2	30,4	30,4	388,7	233,4

Yapılan analizlerle hesaplanan, yükün uygulandığı kesitteki gerilme değerlerinin görüntülenmesinde “LS-Prepost” yazılımında ilk olarak “Fringe Component – Von Mises stress” komutları ile gerilme dağılımı görüntülenmiştir. Ardından “Section Mode – Section Plane” komutu ile yükün uygulandığı kesitte bir düzlem oluşturulmuş, “Section Mode – Section View” komutu ile kesit görünümü elde edilmiştir. Maksimum gerilme değerlerinin

tespiti için “Animate” komutu kullanılarak gerilme dağılımının zamana bağlı değişimi incelenmiştir.

Şekil değişimi enerjisinin hesaplanmasında ise “Matlab” yazılımı kullanılmıştır. Bunun için analizlerde elde edilen yük ve yer değişimi değerleri “Import Data” komutu ile .mat formatında oluşturulmuştur. Değerler yazılıma tanıtıldıktan sonra “plot” komutu ile yük – yer değişimi grafikleri görüntülenmiştir. Grafik eğrisinin altında kalan alanın hesabı için trapezoid kuralından faydalanılmıştır (Şekil 6.11).



Şekil 6.11. Trapezoid kuralına göre integral grafiği [24]

Buna göre eğrinin altında kalan alan sınır değerlerinden geçen lineer bir çizgiye yakın kabul edilirse Eş. 6.3 yazılabilir:

$$\int_a^b f(x)dx \cong (b - a) \frac{f(a)+f(b)}{2} \quad (6.3)$$

Bu durumda hata miktarı Eş. 6.4’te verilmiştir:

$$E = -\frac{(b-a)^3}{12} f''(\xi) \text{ (Taylor Seri Açılımı)} \quad (6.4)$$

Burada ξ a ve b arasındaki bir sayıdır [24].

Bunun için “trapz” komutu kullanılarak integral değeri hesaplanmıştır. Elde edilen şekil değiştirme enerjisinin yer değişimine bağlı grafiğini elde etmek için ilk olarak “cumtrapz” komutu ile yük – yer değişimi grafiği integralinin kümülatif olarak hesaplanması gerçekleştirilmiş, ardından yer değişimi değerleri ve hesaplanan kümülatif integral

değerleri üzerinde “plot” komutu kullanılmıştır. Örnek olarak Analiz 1 için kullanılan Matlab kodu Şekil 6.12’de verilmiştir.

```
f1.mat      kuvvet değerleri
y1.mat      yer değiştirme değerleri

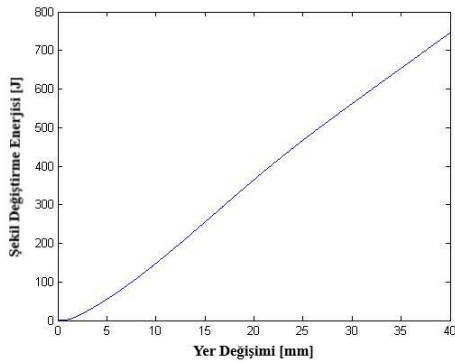
Analiz1 Yük – Yer değiştirme grafiği için:
plot(y1,f1)

İntegralin son değeri için:
trapz(y1,f1)
ans =
    745.5509

İntegralin grafiği için:
int1 = cumtrapz(y1,f1)
>> plot(y1,int1)
```

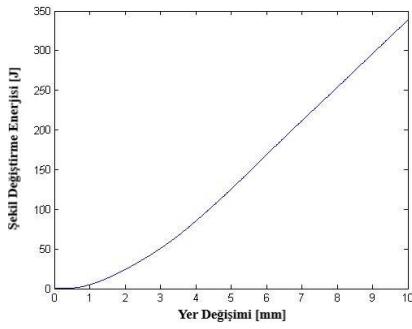
Şekil 6.12. Analiz 1 için şekil değiştirme enerjisinin “Matlab” yazılımında hesaplanmasında kullanılan komutlar

Kaynaklı numuneye ait şekil değiştirme enerjisi - yer değişimi grafiği Şekil 6.13’te verilmiştir. Bu durumda maksimum enerji değeri 745,6 J olarak hesaplanmıştır.

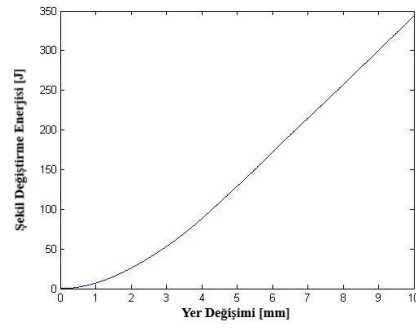


Şekil 6.13. Şekil değiştirme enerjisi – Yer değişimi grafiği (Analiz 1)

50×50 kare kesitli test parçalarına ait yükün 10 saniye ve 2 saniye sürelerde uygulandığı analizlere ait şekil değiştirme enerjisi – yer değişimi grafikleri Şekil 6.14’te verilmiştir. Grafiklerden de görüldüğü üzere 343,3 J ve 338,3 J olarak hesaplanan enerji verileri yükün uygulanma süresinin 10 ve 2 saniyeler arasında değişiminin analiz sonuçlarına belirgin farklılık ortaya çıkaracak düzeyde etki etmediğini göstermektedir. Aynı durum yük ve gerilme değerlerinde de görülmektedir (Bkz. Çizelge 6.2).



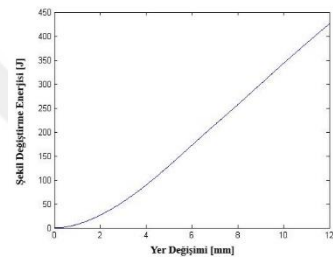
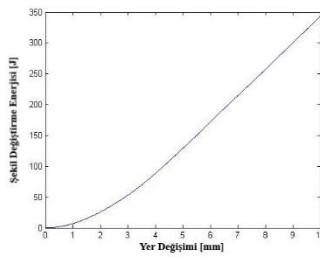
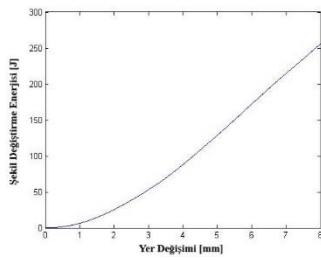
(a)



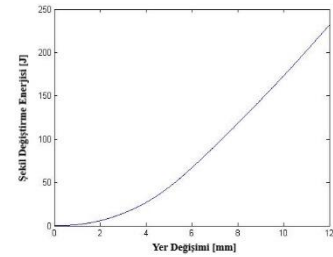
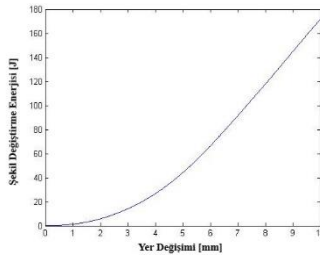
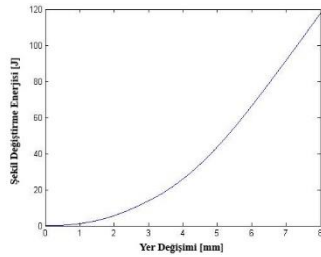
(b)

Şekil 6.14. Şekil değiştirme enerjisi – Yer değişimi grafiklerinin kıyaslanması, a) Analiz 2, b) Analiz 3b

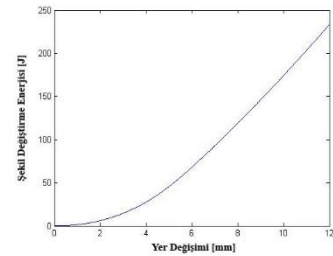
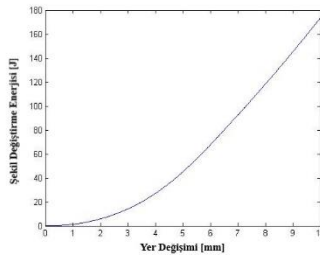
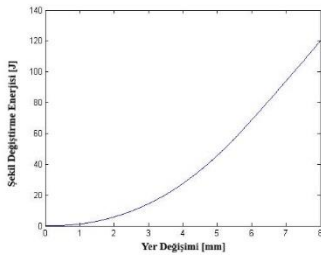
Analiz 3, 4 ve 5 için mandrel 8, 10 ve 12 mm yer değişimi uygulandığı durumlarda elde edilen şekil değiştirme enerjisi – yer değişimi grafiklerinin kıyaslanması Şekil 6.15'te verildiği gibidir:



(a)



(b)



(c)

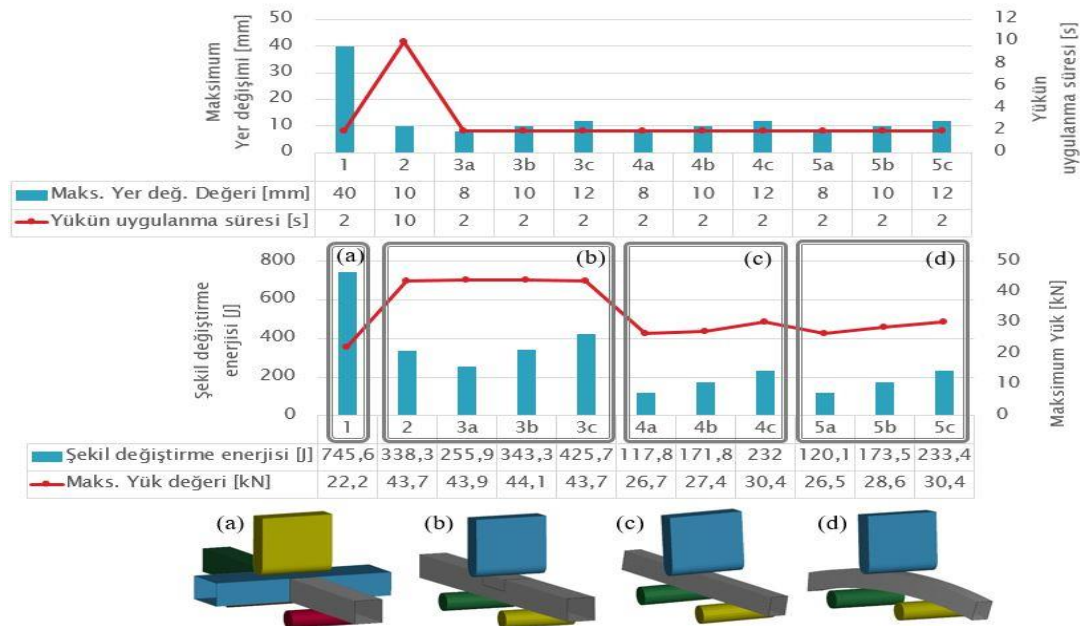
Şekil 6.15. Şekil değiştirme enerjisi – Yer değişimi grafiklerinin kıyaslanması a) 50×50 kare kesit, b) 40×30 paralelkenar, c) 40×30 eğrilik yarıçaplı paralelkenar

Yapılan çözümlemeler sonucunda 11 farklı analize ait kullanılan eleman sayısı ve analizlerin çözüm süreleri Çizelge 6.3'te verilmiştir:

Çizelge 6.3. Analizlerde kullanılan ağ yapı eleman sayıları ve çözüm süreleri

Analiz Numarası	Maks. Yer değ. Değeri [mm]	Yükün uygulanma süresi [s]	Eleman sayısı (3 veya 4 ağ noktalı kabuk eleman)	Çözüm süresi	İterasyon adedi
1	40	2	4982	1 saat 59 dakika 19 saniye	1 284 859
2	10	10	4057	4 saat 03 dakika 22 saniye	10 745 803
3a	8	2	4057	1 saat 34 dakika 44 saniye	2 122 807
3b	10	2	4057	1 saat 37 dakika 37 saniye	2 146 918
3c	12	2	4057	1 saat 38 dakika 53 saniye	2 166 289
4a	8	2	3651	30 dakika 07 saniye	1 065 575
4b	10	2	3651	19 dakika 06 saniye	1 070 458
4c	12	2	3651	32 dakika 57 saniye	1 076 919
5a	8	2	3668	44 dakika 58 saniye	1 082 521
5b	10	2	3668	32 dakika 21 saniye	1 083 780
5c	12	2	3668	36 dakika 30 saniye	1 087 247

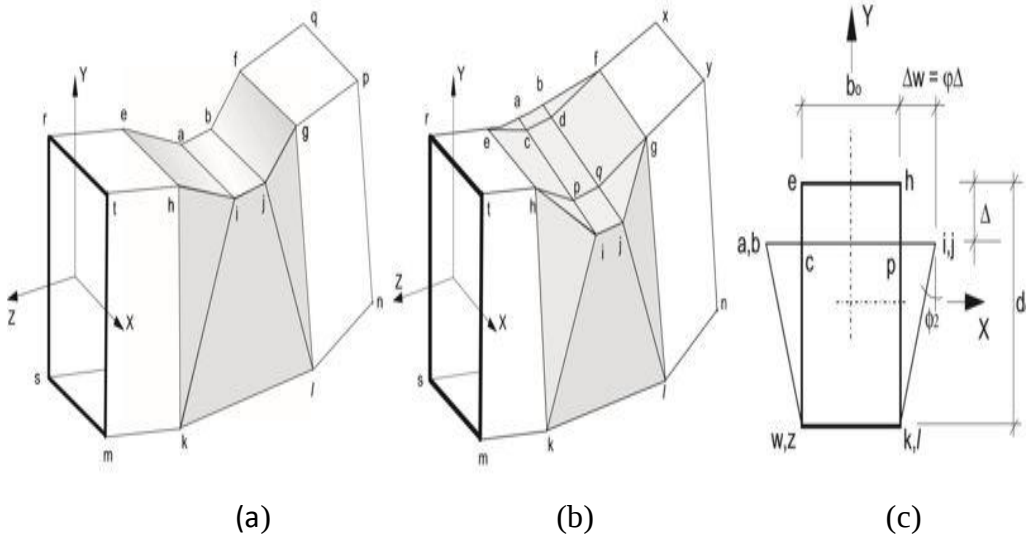
Elde edilen verilerin özetlendiği Şekil 6.16'da görüldüğü üzere her bir analiz için parça geometrisi, yükün uygulanma süresi, maksimum yer değişimi, uygulanan yüke karşılık numunenin sönümlendiği şekil değiştirme enerjisi gibi değerler karşılaştırmalı olarak incelenebilmektedir.



Şekil 6.16. Analizler sonucu elde edilen verilerin karşılaştırmalı grafiksel gösterimi a) 50x90 kaynaklı, b) 50x50 kare, c) 40x30 paralelkenar, d) 40x30 eğrilik yarıçaplı paralelkenar

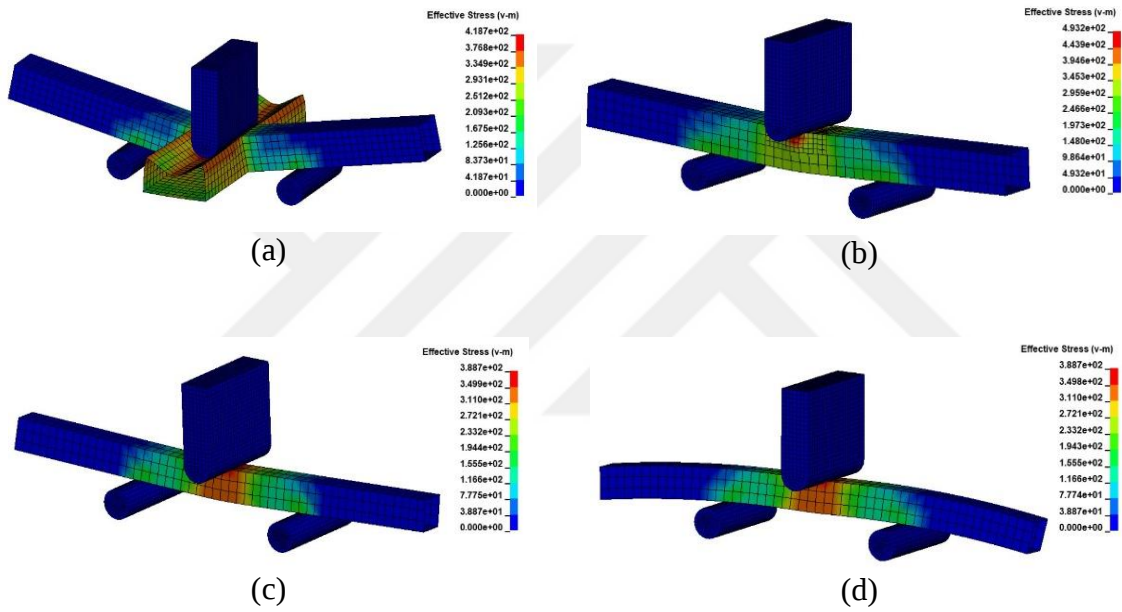
Yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçları aşağıda özetlenmiştir:

1. Sayısal analiz çalışmaları deneylerden alınan yük – yer değişimi bilgisine göre yapılmıştır. Analizler sonucunda farklı kesit alanları ve zaman aralığındaki yük – yer değişimi eğrileri elde edilmiştir. Bu eğrilere baktığımız zaman kaynaklı (50x90) ve tek parça (50x50) numunelerin davranışının birbirlerinden çok farklı oldukları görülmektedir (Bkz. Şekil 6.2). Tek parça numunede 0 – 10 mm aralığında yük 0’dan 42 kN değerine aniden ulaşmakta olup eğri tepe nokta yapıp daha sonra yük değerinde bir azalma olduğu görülmüştür. Kaynaklı numunede ise analiz 0 – 40 mm aralığında yapılarak yük değeri 0’dan 23 kN aralığında değiştiği belirlenmiştir. Kaynaklı ve kaynaklı numuneler arasındaki yük farkı yaklaşık 20 kN değerindedir. Analizlerin tamamlanması açısından baktığımızda kaynaklı numunede analiz deneyde olduğu gibi 40 saniyede tamamlanmış, tek parça numunede ise analiz 10 saniyede tamamlanmıştır. Tek parça numunenin deneysel bir çalışması bulunmamaktadır. Sonuç olarak deneysel çalışma ile nümerik çalışma örtüşmüştür.
2. Güncel kaynakçadan alınan bilgilere göre kaynaklı veya kaynaklı kirişlerin üç nokta eğilme testlerinden alınan sonuçlara ait deforme olmuş kesit bölgeleri Şekil 6.17a ve Şekil 6.17b’de verilmektedir. Yapılan analizlerde yükleme tarzı “göçme ve eğilme” (denting and bending) yüklemeleri sonucunda kesitte oluşan bölgesel ve genel deformasyon şekilleri geometrik olarak da tanımlanmak suretiyle formüle edilmiştir. Şekil 6.17c’de çökme mekanizmasının yandan görünüşü kaynakçada verildiği gibidir.



Şekil 6.17. Deforme olmuş şekil kesitleri [13]

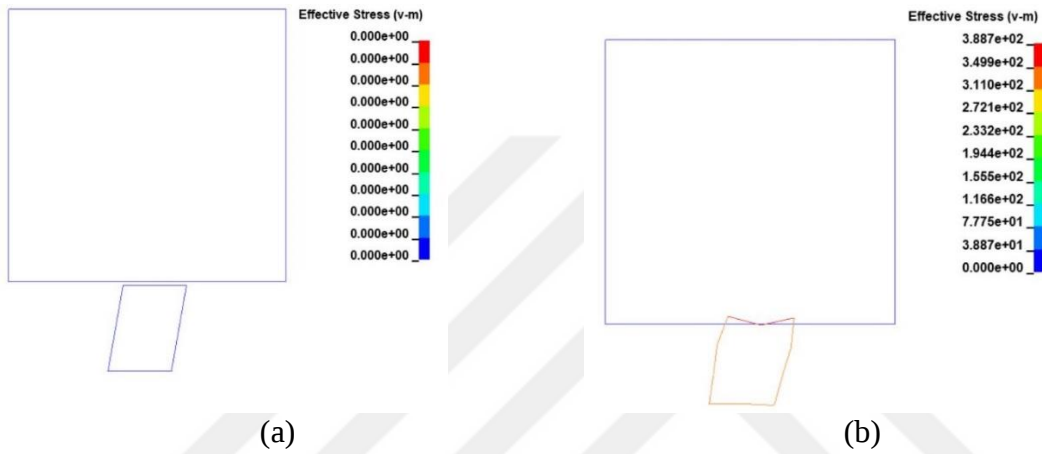
3. Yapılan nümerik analizler sonucunda numunelerin deformasyondan sonraki kesit durumları şekilleriyle verilmiştir (Bkz. Çizelge 6.1). Ayrıca detaylı bir gerilme ve sehim dağılımı için program sonuçlarından deformasyon veya gerilme bilgisi alınabilecek durumdadır. Şekil 6.18’de bu tezde yapılan çalışmalara ait göçme ve eğilme sonuçları bölgesel olarak örneklendirilmiştir. Toplam analiz sayısı 11 olmakla beraber aşağıda verilen dört şekil a) 50x90 kaynaklı, b) 50x50 kare, c) 40x30 paralelkenar, d) 40x30 eğrilik yarıçaplı paralelkenar kesitlerin deforme olmuş durumlarının von Mises akma kriterine göre kesitlerdeki gerilme dağılımını vermektedir.



Şekil 6.18. Analiz sonuçlarından elde edilen kesitlerdeki gerilme dağılımı a) 50x90 kaynaklı, b) 50x50 kare, c) 40x30 paralelkenar, d) 40x30 eğrilik yarıçaplı paralelkenar

4. Yapılan bu çalışmada tıpkı güncel kaynakçadan elde edilen bilgilerde açıklandığı gibi kesit şekillerinde üst yüzey dikey yönde tabana paralel olarak aşağı inmiş olup bu bölge mandrelle numune arasındaki bölge olarak tanımlanmıştır. Paralel olarak çöken bu yüzeyin iki yanıl komşu yüzeylerinde ise literatürde tanımlandığı üzere β açısı kadar bir dönme gözlenmiştir (Şekil 6.19). Dikey yöndeki eksenden $90-\alpha+\gamma$ kadar dönerek yan deforme olmuş şekil yüzeylerine ulaşılır. Yapılan bu çalışmada bu hesaplanmamakla beraber daha sonra yapılacak çalışmalarda deformasyon yüzeylerinin durumları araştırılabilir.

6. Şekil 6.21’den görüldüğü üzere 40x30 paralelkenar kirişin mandrel altındaki ezilme ve eğilme durumu Şekil 6.21b’de verilmiştir. Kesit üzerinde hesaplanan maksimum von Mises gerilme değeri 389 MPa iken minimum 38.87 MPa bulunmuştur. Şekil 6.17c’de verilen düz dikdörtgensel kesitin göçme ve eğilme geometrik şekline göre bu analizden elde edilen paralelkenar kesitin göçme ve eğilme durumu gösterilmiştir. Üst yüzeyde farklı olarak bölgesel ek bir çökme bölgesi tespit edilmiştir. Belirtilen kaynakçadan farklı olarak bu çalışmadan daha detaylı bölgesel plastik deformasyon verileri elde edilmiştir.



Şekil 6.21. 40x30 paralelkenar kesit geometrisinde göçme ve eğilme durumunun grafiksel gösterimi, a) Yük uygulanmadan önceki durum, b) Yük uygulandıktan sonraki durum

Bu çalışmadan elde edilen bir diğer önemli sonuç uygulanan maksimum yer değiştirme değerleri ve yüklerin uygulanma sürelerine göre hesaplanan toplam şekil değiştirme enerjileri verilerinin değerlendirilmesiyle ortaya çıkmaktadır (Bkz. Çizelge 6.2). Yükün numuneye uygulanma süresi sabitken (2 saniye) kesit değişmesi sonucu 10 mm’lik çökme için 343,3, 171,8, 173,5 J değerleri elde edilmiştir (Bkz. Şekil 6.16). Bu değerlere bakıldığı zaman 50x50 karede en yüksek şekil değiştirme enerjisi değeri elde edilmiştir. Buna göre kare kesitli numune diğerlerine göre iki kat enerji toplamaktadır. Yükün numuneye uygulanma süresi sabitken (2 saniye) kesit değişmesi sonucu 8 mm’lik çökme için 255,9, 117,8, 120,1 J değerleri elde edilmiştir. Burada 50x50 kare kesitte diğer kesitlerin iki katı enerji toplanmıştır. Literatürde de belirtildiği gibi yükleme sırasında bir kısım enerji kaybolmaktadır [13]. Fakat bu enerjinin hesaplanması mümkün olamamıştır. Bu çalışmanın deneysel kısmında elde edilen değerlerle nümerik kısımda elde edilen değerler arasındaki fark bundan kaynaklanıyor olabilir. Diğer deneysel hatalar bu bölümün başında açıklanmıştır. Yükün numuneye uygulanma süresi sabitken (2 saniye) kesit değişmesi

sonucu 12 mm'lik çökme için 425,7, 232,0, 233,4 J değerleri elde edilmiştir. Buna göre kare kesitli numune diğerlerine göre iki kat enerji toplamaktadır. Tablonun sonuç değerine bakılacak olursa maksimum toplanan enerji en genel halde 12 mm çökmede 2 saniyede oluşmuştur. Minimum değer ise 40x30 paralelkenar kesitli numunede 8 mm çökmede 2 saniyede oluşmuştur. En genel sonuç olarak yer değiştirme miktarı arttıkça toplanan enerji şekiller arasında doğrusal orantıyla 2 kat değerinde değişim göstermektedir.



7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Kaynaklı numune üzerinde yapılan sayısal ve deneysel çalışmalardan elde edilerek belirlenen relatif hata yüzdeleri Eş. 7.1 ile hesaplanarak aşağıdaki değerler bulunmuştur;

$$E = \left(\frac{U_{deney} - U_{nümerik}}{U_{deney}} \right) \times 100\% \quad (7.1)$$

$$E_{maksimum} = \left(\frac{23,6 - 22,2}{23,6} \right) \times 100\% = 5,93\% \quad (7.2)$$

$$E_{kopma} = \left(\frac{19,9 - 18,4}{19,9} \right) \times 100\% = 7,54\% \quad (7.3)$$

Yukarıdaki sayısal hata yüzdelerini etkileyen nedenler aşağıdaki şekilde özetlenebilir;

- Kaynaklı birleştirme kalitesinin değişkenliği: numunelerdeki parçalar küt kaynak dikişi kullanılarak birleştirilmiştir. Sayısal modellemede bu bölgeler Ansys programında “Body Interactions” komutu kullanılarak rijit olarak tanımlanmıştır.
- Sayısal modellemede tanımlanan ikili doğrusal (bilineer - elastoplastic material with strain hardening) malzeme davranış yapısının belirlenerek çözülmüş olması (Bkz. Şekil 5.6): malzemenin plastik bölgedeki davranışı doğrudan gerilme – gerinim grafiğinin tanımlanması ile veya birden fazla tanjant modülü ile tanımlanarak elde edilen sonuçlar iyileştirilebilir.
- Kullanılan ağ yapısı metodu ve eleman sayısının analiz sonuçlarına etkisi,
- Kuvvet uygulanma zaman aralığının deneysel çalışmaya göre farklı olmasının etkileri.

Sonuçlardan görüleceği üzere hata oranları düşük seviyelerde olup, deneysel ve sayısal çözümleme sonuçları birbirine çok yakın bulunmuştur. Sunulan bu çalışma sonucunda, deneylerden elde edilen verilerin ve analizi gerçekleştirmek için uygulanan seri halindeki programlama aşamalarının bütününe, daha sonra benzer şekilde yapılacak olan traktörün diğer parçalarının eğilme testlerinde kullanılmak üzere uygunluğu gösterilmiş olmaktadır.

Bu çalışmanın en önemli özelliği bütünüyle değil, bölgesel olarak detaylı bilgi alabilme kapasitesine ulaşılmasıdır. Bütün traktör üzerinde bu deney yapılmış olsaydı bu kadar ince

detaylı bilgi alınamayacak, yüzeysel kalacaktır. Traktörün bütünüyle deforme olma durumu ile lokal bölge analizleri ile kırılma bölgeleri ve zamanı hakkında çok daha kolay bir şekilde bağlantı kurulabilecektir. Traktörün bütünüyle deforme olmasına ait analiz yapma durumunda yüklemenin yapıldığı bölge lokal plastisite analizine girdiği halde traktörün tümü bütünüyle elastik ve elastik – plastik bölgelerden oluşması sistem çözümünün çok karmaşık olmasına neden olmaktadır. Modeli geliştirmek için deneysel test sayısının arttırılıp istatistiksel bilginin toplanması sonucu traktör kabin tasarımının yenilenerek modernize edilmesi, sonraki çalışmalarda yapılacaktır.



KAYNAKLAR

1. The United Nations Economic Commission for Europe. (2009). *ECE-R66 Uniform Technical Prescriptions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of Their Superstructure*. Switzerland: The United Nations Economic Commission for Europe, 11-15.
2. The Organisation for Economic Co-operation and Development. (2016). *Code 4 OECD Standard Code for the Official Testing of Protective Structures on Agricultural and Forestry Tractors (Static Test)*. Paris: The Organisation for Economic Co-operation and Development, 6-13.
3. Ondokuz Mayıs Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Bölümü. (2010). *Traktör Devrilme Riski*. Samsun: Ondokuz Mayıs Üniversitesi, 5-28.
4. Milli Eğitim Bakanlığı. (2016). *Traktör ve Yardımcı Ekipmanlar*. Ankara: Milli Eğitim Bakanlığı, 122-126.
5. Cunha, R. H., Arantes, M. V., Hough, J., Sauer, P. H., Maccari, F. and Antonelli, J. (2004). Roll Resistance Analysis of Agricultural Tractor ROPS. *Product Development Conference*, California, 15-20.
6. Chennuri, V., Kothagadi, H. and Mohammad, R. (2015). Design and Stress Analysis of Four-Post Rollover Protective Structure of Agricultural-Wheeled Tractor. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 4(1), 297-303.
7. Blanco, H., D., Martin, C. and Ortalda, A. (2016). *Virtual ROPS and FOPS Testing on Agricultural Tractors According to OECD Standard Code 4 and 10*. 14th International LS-Dyna Users Conference, 4-14.
8. Shende, S., R., Kshirsagar, V., P., Shelke and G., R. (2016). Design and Optimization of Tractor Roll Over Protective Structure. *International Journal of Engineering Development and Research*, 4 (3), 936.
9. Çalışkan, K. (2011). *Traktör Emniyet Çerçevesinin Dayanım Optimizasyonunun Laboratuvar Test Sonuçları ile Doğrulanmış Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) Simülasyonu Yardımıyla Gerçekleştirilmesi*. Doktora Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 47- 84.
10. Phadatare, V. D. and Hujare, P. P. (2017). Performance Improvement of Bus Structure for Rollover Analysis Using FEA and Validation of Roll Bar. *International Organisation of Scientific Research Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 16-19.
11. Belsare, V., Pathak, C. and Kulkarni, M. (2012). Rollover Analysis of Passenger Bus as per AIS-031. *International Journal of Engineering Research and Development*, 4 (5), 49-59.
12. Tar, C. S. (2009). *M2 Sınıfı Ticari Bir Aracın Ece-r66 Standardına Uygun Bilgisayar Ortamında Tavan Ezilme Analizi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. 17-22.

13. Elchalakani, M. (2014). Plastic collapse analysis of CFRP strengthened and rehabilitated degraded steel welded RHS beams subjected to combined bending and bearing. *Thin-Walled Structures*, 82, 278-295.
14. Bilston, D., Ruan, D., Candido, A. and Durandet, Y. (2019). Parametric study of the cross-section shape of aluminium tubes in dynamic three-point bending. *Thin-Walled Structures*, 136, 315-322.
15. Arrayago, I., Real, E. (2016). Experimental study on ferritic stainless steel simply supported and continuous beams. *Journal of Constructional Steel Research*, 119, 50-62.
16. Ugural, A. C. and Fenster, S. K. (2003). *Advanced Strength and Applied Elasticity* (Fourth Edition). New Jersey: Prentice Hall, 438-440.
17. SMS Ankara Kalibrasyon. (2019). *Kalibrasyon Sertifikası*. Ankara, 1-3.
18. Utest Malzeme Test Cihazları. (2019). *Hidrolik Güç Üniteleri Kataloğu*. Ankara, 1-2.
19. Türk Standartları Enstitüsü. (2016). *Metalik Malzemeler - Eğme Deneyi (ISO 7438:2016)*, Ankara, 1-8.
20. Müsellimoğlu Demir Çelik. (2017). *Mill Test Certificate*. Kocaeli, 1
21. İnternet: Hampton, H. Engineering Materials. 2019-04-19. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fslideplayer.com%2Fslide%2F9819762%2F&date=2019-04-19>, Son Erişim Tarihi: 19.04.2019
22. İnternet: Yonge, M. Constitutive models, Elastoplastic. 2019-04-30. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fslideplayer.com%2Fslide%2F3361092%2F&date=2019-04-30>, Son Erişim Tarihi: 30.04.2019
23. İnternet: Afsar, J. (July, 2013). Moment of Inertia of Hollow Rectangular Section. *Engineering Intro*. Web: <https://www.engineeringintro.com/mechanics-of-structures/moment-of-inertia/moment-of-inertia-of-hollow-section/> 10 Eylül 2019'da alınmıştır.
24. İnternet: Bagur, J., R. (May, 2018). Trapezoidal Rule: Numerical Methods. Dev. Web: <https://dev.to/jbagur/trapezoidal-rule-numerical-methods-4fi0> 13 Eylül 2019'da alınmıştır.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DOĞAN, Umut
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 25.09.1989, Ankara
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (537) 600 56 89
 e-mail : doganumutt@gmail.com.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Erciyes Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2013
Lise	Ankara Gazi Anadolu Lisesi	2007

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2016-Halen	Hisarlar Mahindra	Tasarım Kıdemli Uzmanı
2015-2016	Tırsan Treyler A. Ş.	Tasarım Uzman Yardımcısı
2013-2015	Formmetal	Ar-Ge Proje Sorumlusu

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

- Doğan, U., Günay, E. (2019). *Traktör Kabin Numunesi Eğilme Testlerinin Sonlu Elemanlar Metodu Ve Deneysel Çalışmalarla Modellenerek Yapılması*, Mardin Artuklu Uluslararası Multidisipliner Çalışmalar Kongresi Uygulamalı Bilimler Tam Metin Kitabı, ISBN:978-605-7875-40-2, 226-243, Mardin.
- Doğan, U., Günay, E. (2019). *Traktör Kabin Numunesi Eğilme Testlerinin Sonlu Elemanlar Metodu Ve Deneysel Çalışmalarla Modellenerek Yapılması*, Mardin Artuklu Uluslararası Multidisipliner Çalışmalar Kongresi Kongre Özet Kitabı, ISBN:978-605-7875-61-7, 51, Mardin.

Hobiler

Futbol, Otomotiv, Doğa sporları



GAZİ GELECEKTİR..